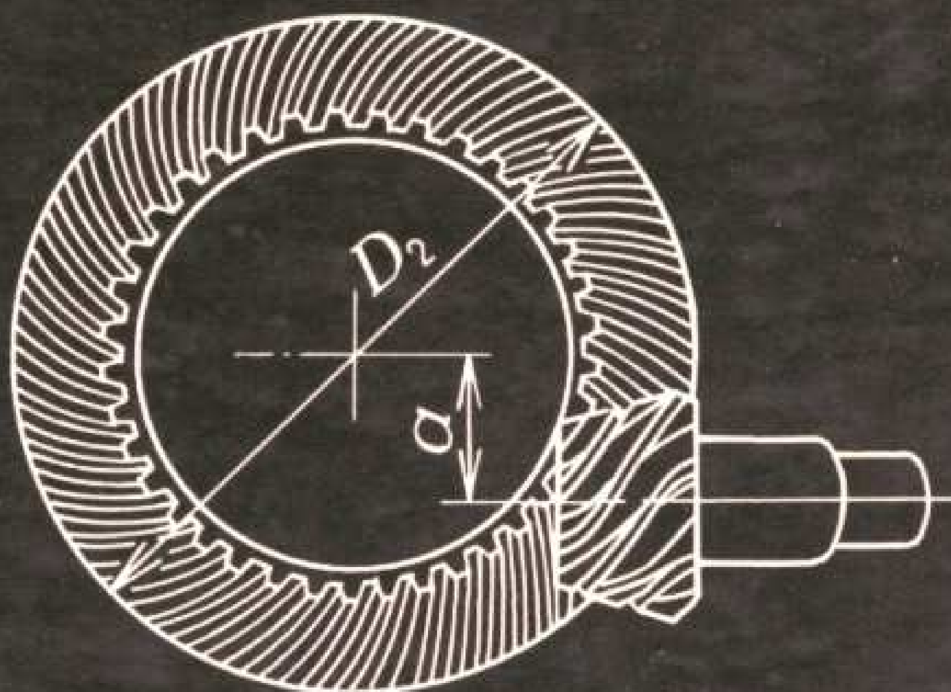
Stavba a provoz strojů II

Převody

R. KŘÍŽ A KOL.



SNTL

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK

Značka	Veličina	Jednotka
A	vzdálenost os	mm; m
B	šířka	mm; m
D	průměr (obecně), průměr roztečné kružnice	mm; m
E_o	modul pružnosti v ohybu	MPa
F	síla (obecně), obvodová síla	N
F_1, F_2	síla podle pořadí	N
F_a	osová (axiální) síla	N
F_n	normálová síla	N
F_o	obvodová síla	N
F_r	radiální síla	N
	jednotková obvodová síla	$N \cdot mm^{-1}$
F_t	tečná síla	N
	jmenovitá obvodová síla	N
F_u	pracovní předpětí řemenu	N
F_v	výsledná síla	N
F_C	odstředivá síla	N
F_D	únosnost (dovolené zatížení)	N
F_{Ft}	směrodatná obvodová síla namáhající patu zubu na ohyb	$N \cdot mm^{-1}$
F_{Ht}	směrodatná obvodová síla namáhající bok zubu na dotykový tlak	$N \cdot mm^{-1}$
F_S	vnitřní síla v pásu	N
F_T	třecí síla	N
G	tíhová síla	N
K	součinitele	1
L	délka	mm; m
	stoupání šroubovice	mm; m
M	moment síly (obecně)	N . mm; N . m
	jmenovitý rozměr (míra) přes zuby	mm; m
M_k	kroutící(točivý)moment	N . mm; N . m
M_o	ohybový moment	N . mm; N . m
P	výkon	kW; W
P_j	diagramový výkon	kW; W
P_D	dovolený výkon	kW; W

P_r	jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem	kW; W
R	poloměr (obecně), poloměr roztečné kružnice	mm; m
R_s	střední poloměr	mm; m
S	plošný obsah, průřez	mm^2; m^2
W_o	průřezový modul v ohybu	mm^3; m^3
X	počet článků řetězu	1
X, Y, Z	součinitele	1
a	délka, vzdálenost os	mm; m
a_v	valivá vzdálenost os	mm; m
b	šířka	mm; m
c	součinitelé	1
c_a	hlavová vůle	mm; m
c_n	boční vůle	mm; m
d	průměr	mm; m
f	součinitel tření	1
h	výška (obecně), výška zubu	mm; m
i	převodové číslo	1
	počet ramen	1
k	míra bezpečnosti	1
	jednotkové posunutí kol	1
k_M	součinitel materiálu	MPa
l	délka	mm; m
m	hmotnost	kg
m	modul	mm; m
m'	hmotnost 1 m řetězu	$kg \cdot m^{-1}$
n	otáčky	s^{-1}; min^{-1}
p	tlak	MPa
p_D	dovolený tlak	MPa
r	poloměr	mm
	regulační rozsah otáček	1
	rychlostní součinitel	1
s	tloušťka zubu	mm; m
s_u	šířka zubní mezery	mm; m
t	rozteč	mm; m
v	rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v_k	kluzná rychlost	$m \cdot s^{-1}$
x	jednotkové posunutí profilu	1
y	jednotkové posunutí os kol	1
z	počet zubů	1
z_t	teoretický mezní počet zubů	1
z_p	praktický mezní počet zubů	1
z_n	počet zubů porovnávacího kola	1
Σ	úhel os	°; rad

α	úhel záběru	°; rad
β	úhel opásání	°; rad
	úhel sklonu zubu	°; rad
γ	úhel stoupání šroubovice	°; rad
δ	úhel roztečného kužele	°; rad
ε	součinitel záběru	1
η	účinnost	1
ϑ	úhel zubu	°; rad
$\varkappa$	součinitelé	1
λ	činitel	1
μ	součinitel	1
ν	kinematická viskozita	$m^2 . s^{-1}$
π	Ludolfovo číslo	1
ϱ	poloměr křivosti	mm; m
	měrná hmotnost (hustota)	$kg . m^{-3}$
	součinitel	1
σ	normálové napětí	MPa
σ_t	normálové napětí v tahu	MPa
σ_o	normálové napětí v ohybu	MPa
σ_{Pt}	mez pevnosti v tahu	MPa
σ_K	mez kluzu	MPa
σ_D	dovolené napětí	MPa
σ_C	napětí od odstředivé síly	MPa
σ_F	srovnávací ohybové napětí v patě zubu	MPa
σ_H	srovnávací dotykový (Hertzův) tlak v boku zubu	MPa
σ_{FC}	mez cyklické pevnosti v ohybu	MPa
σ_{HC}	mez cyklické pevnosti v dotyku	MPa
σ_{FD}	mez cyklické pevnosti paty zubu v ohybu	MPa
σ_{HD}	mez cyklické pevnosti boku zubu v ohybu	MPa
τ	tečné napětí	MPa
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	MPa
φ	třecí úhel	°; rad
	součinitel	1
ψ	skluz	1
ψ_m, ψ_D	součinitelé	1
ω	úhlová rychlost	s^{-1}

Často se vyskytující indexy u rozměrů ozubení (D, R, h, δ, ϑ)

a – hlavový
b – základní
d – základního kola
f – patní

n – porovnávacího kola
v – valivý

Indexy označující veličiny ozubení v různých rovinách (m, t, α)

n – normálový
t – tečný
x – osový

Ostatní značky a zejména indexy jsou vysvětleny v textu.

PŘEDMLUVA

Učebnice navazuje na učebnici Stavba a provoz strojů – Části strojů a je napsána ve stejném pojetí. Obsahově pojednává o mechanických převodech, které se stále vyskytují ve strojích a zařízeních, aby upravily a přenesly energii z motoru na hnaný stroj nebo nástroj a tak usnadňovaly lidskou práci. Uplatňují se i při mechanizaci a automatizaci výrobních procesů.

Učebnice je zpracována podle nejnovějších ČSN a důsledně v zákonných jednotkách SI. Na učivo, které je obsaženo v pomocných knihách Bartoš a kol.: Strojnické tabulky (dále jen ST) a Kříž a kol.: Strojnické tabulky – 1. část pro 2. až 4. roč. SPŠS (dále jen ST1) a není uvedeno v učebnici, jsou odvolávky. Učitelé i žáci s nimi musí neustále pracovat, protože jsou nutnými doplňky této učebnice.

Autoři děkují za připomínky a podnětné návrhy, kterých se jim dostalo od obou recenzentů, Ing. F. Broulíka a prof. Ing. A. Němce. Poděkování patří i pracovníkům n. p. Přerovské strojírny, kteří byli nápomocni radou při výpočtech ozubených kol podle návrhu nové ČSN a provedli příklad výpočtu na počítači.

Protože se jedná o první vydání této učebnice, autoři velmi rádi uvítají veškeré připomínky, které povedou k jejímu zdokonalení a doplnění.

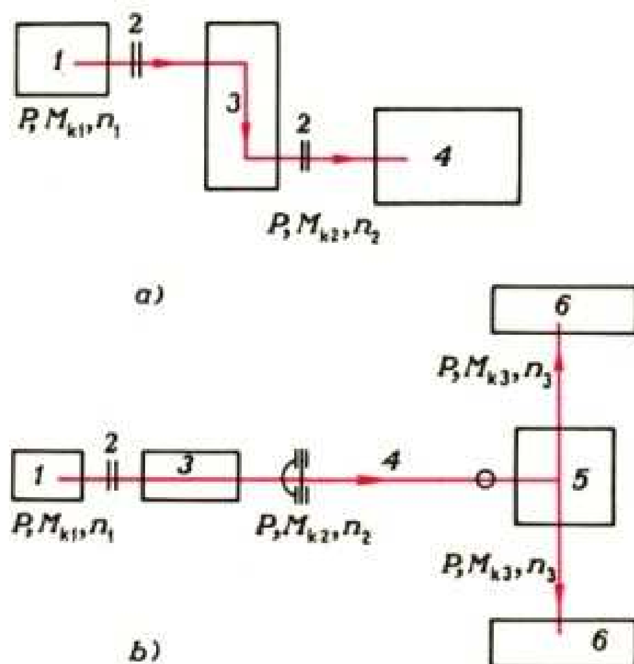
V červenci 1978 *Autoři*

1 MECHANICKÉ PŘEVODY TOČIVÉHO POHYBU

Jednotlivé součásti se vzájemně skládají v účelné funkční celky (např. spojky, převodovky apod.). Při přenosu točivého pohybu hřídele hnacího na hnaný se používají důležité funkční celky – mechanické převody. (Hydraulické převody budou probrány v hydraulických mechanismech.)

1.1 Účel a druhy převodů

Točivý pohyb se přenáší tak, že se mění *otáčky*, a tím i *krouticí momenty*, přenášený *výkon* zůstává teoreticky stejný (*obr. 1*).

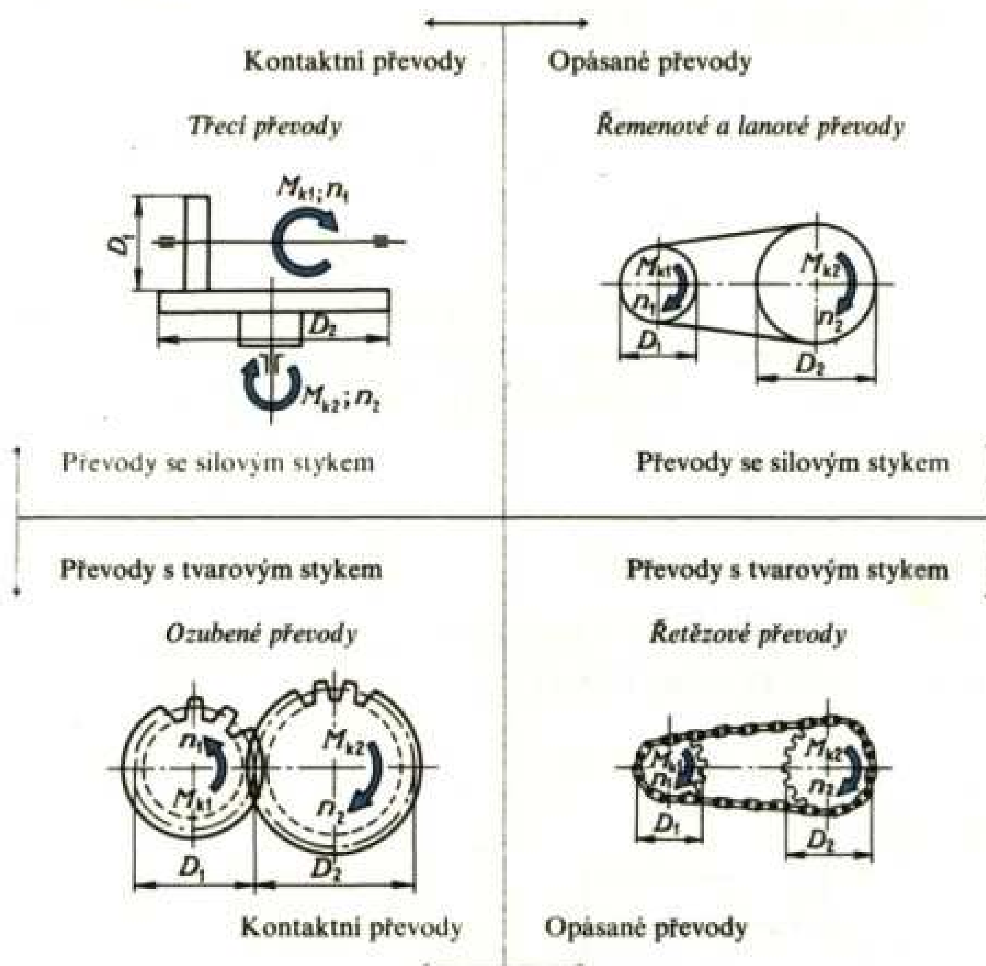


Obr. 1. Bloková schémata některých převodů
a) schéma převodu od motoru na pracovní stroj
1 – motor, *2* – spojka, *3* – převod,
4 – pracovní stroj
b) schéma převodového ústrojí automobilu
1 – motor, *2* – spojka, *3* – převodovka,
4 – kloubový hřídel, *5* – rozvodovka,
6 – hnaná kola; převod je v převodovce a rozvodovce

U mechanických převodů točivého pohybu se pro přenos krouticího momentu z hřídele na hřídel používá kol, která jsou vzájemně spojena buď nepřímo *opásáním*, nebo přímo *kontaktním stykem*. Spojení v obou případech může být *silové* nebo *tvarové* (*tab. 1*).

Převody s tvarovým stykem jsou přesné, otáčky u nich nemohou kolísat. U převodů se silovým stykem se mohou otáčky hnaného hřídele vlivem prokluzu mírně měnit (kolísat), i když se otáčky hnacího hřídele nemění.

Tab. 1. Rozdělení mechanických převodů



1.2 Převodové číslo

Charakteristickým pojmem převodů je převodové číslo otáček, průměrů, kroutících momentů (index 1 nebo lichý pro hnací hřídele, index 2 nebo sudý pro hnané hřídele) (*tab. 1*):

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1},$$

kde n_1 jsou otáčky hnacího hřídele (s^{-1}),
n_2 – otáčky hnaného hřídele (s^{-1}),
D_1 – průměr hnacího kola (m) nebo (mm),
D_2 – průměr hnaného kola (m) nebo (mm).

U převodů přenášejících obvodovou sílu tvarovým stykem (ozubené a řetězové převody) můžeme vyjádřit převodové číslo též pomocí počtu zubů hnacího a hnaného kola:

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

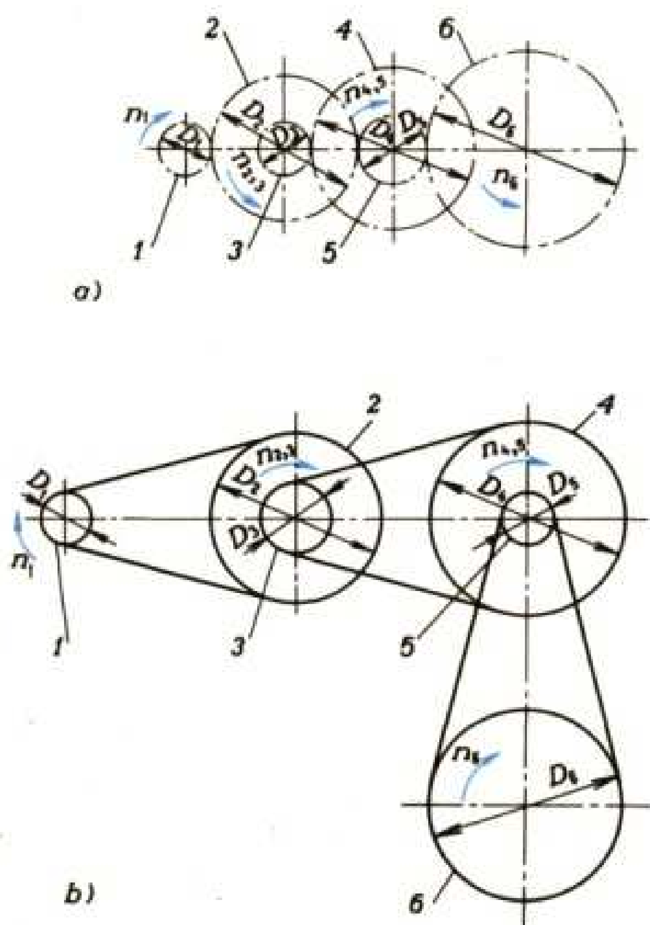
U převodů, které přenášejí obvodovou sílu třením (převod řemenový, lanový a třecí), je skutečná obvodová rychlost hnaného kola $v_2 < v_1$ následkem skluzu. Otáčky hnaného hřídele pak jsou:

$$n_2' = \psi \cdot n_2 ,$$

kde součinitel ψ bývá 0,95 až 0,99 podle druhu převodu. Skutečné převodové číslo:

$$i_{1,2}' = \frac{n_1}{n_2'} = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{i_{1,2}}{\psi},$$

kde $i_{1,2} = D_2/D_1$ je konstrukční převodové číslo.



Obr. 2. Složený převod
a) převod ozubenými koly, *b*) převod řemeny

Je-li mezi hnacím a hnaným hřídelem veliký převodový poměr, použije se místo *jednoduchého převodu převod složený* (*obr. 2*), jehož převodové číslo se vypočítá:

$$i_{1,6} = \frac{n_1}{n_6} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5},$$

obecně:

$$i_{1,n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \ldots \cdot \frac{D_n}{D_{n-1}}.$$

$M_{k_1} = F \cdot R_1 = F \frac{D}{2}$

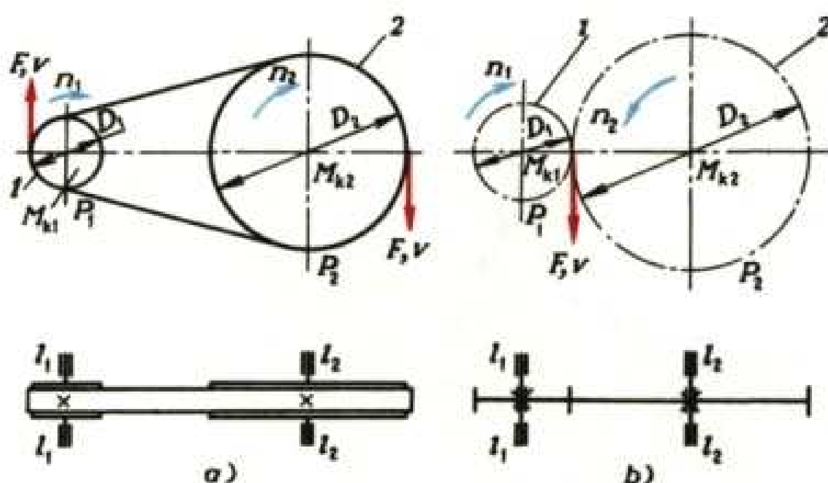
1.3 Silové poměry v převodech

Nemá-li dojít k poruše převodu, musí být *obvodová síla* a *obvodová rychlost* na obou kotoučích (hnacím i hnaném) stejná. U převodů se silovým stykem se měří na obvodu kotoučů (u klínových řemenic na výpočtovém průměru), u převodů s tvarovým stykem na roztečné kružnici (*obr. 3*):

$$F = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{2M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v},$$

kde M_{k1} je kroutící moment na hnacím hřídeli,
M_{k2} – kroutící moment na hnaném hřídeli,

$$v = \pi \, . \, D_1 \, . \, n_1 = \pi \, . \, D_2 \, . \, n_2 \, .$$



Obr. 3. Jednoduchý převod
a) řemenový,
b) ozubenými koly

1.4 Ztráty a účinnost

Ztráty převodů se ve výpočtech vyjadřují obvykle účinností, kterou lze rozdělit na tři složky:

a) ztráty třením v ložiskách hnacího hřídele – účinnost η_{l1} (*obr. 3*),

b) ztráty třením v ložiskách hnaného hřídele – účinnost η_{l2},

c) ztráty ve vlastním převodu – účinnost η_p.

Účinnost jednoduchého převodu: $\eta_{1,2} = \eta_{l1} \, . \, \eta_p \, . \, \eta_{l2}$,
účinnost složeného převodu: $\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \, . \, \eta_{3,4} \ldots \eta_{(n-1),n}$.

Ztráty ve vlastním převodu jsou u silového přenosu *skluz*, u tvarového přenosu *tření* mezi tvarovými elementy převodu.

Přenášený výkon se teoreticky nemění. Ve skutečnosti se zmenší o ztráty převodu (*obr. 3*):

$$P_2 = P_1 \, . \, \eta_{1,2} .$$

Na přemáhání ztrát se spotřebuje část přenášené mechanické energie, takže skutečný kroutící moment hnaného hřídele bude $M'_{k2} = M_{k2} \, . \, \eta_{1,2}$. Má-li být na

hnaném hřídeli kroutící moment M_{k2}, musí být na hnacím hřídeli kroutící moment

$$M'_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_{1,2} \cdot i_{1,2}}.$$

1.5 Porovnání převodů z hlediska rozměrnosti, hmotnosti a pořizovacích nákladů (*tab. 2, 3*)

OTÁZKY A ÚLOHY

1. Rozhodněte, jaký druh převodu bude vhodný pro přenos
   a) malého výkonu na malou vzdálenost (např. u přístrojů),
   b) velkého výkonu na malou vzdálenost,
   c) menšího výkonu na střední vzdálenost,
   d) středního výkonu na střední vzdálenost při zajištění rovnoměrnosti hnaných otáček,
   e) středního výkonu na velkou vzdálenost.
2. Při výpočtech převodů se vyskytují veličiny označené symboly: P, M_k, F, v, D, z, n. Jaké jsou jejich názvy, které z nich se převodem mění a které zůstávají beze změny za předpokladu bezztrátového provozu?
3. Vypočtěte průměr hnací řemenice D_1 na hřídeli spalovacího motoru s počtem otáček $n_1 = 10\,s^{-1}$. Motor pohání elektrický generátor, jehož řemenice má průměr $D_2 = 315$ mm a počet otáček $n_2 = 25\,s^{-1}$. Uvažujte skluz řemenu 1,5 %. (Rozměry zaokrouhlujte podle normalizované řady čísel R 20). [800 mm]
4. Výkon $P = 7{,}5$ kW při otáčkách $n_1 = 12\,s^{-1}$ se přenáší z hnacího řemenového kotouče o průměru $D_1 = 125$ mm převodovým číslem $i = 4{,}5$, $\psi = 0{,}9$. Vypočtěte: n_2, D_2, M_{k1}, M_{k2}, F a v. [2,67 s^{-1}, 560 mm, 99,5 N . m, 403 N . m, 769 N, 4,7 m . s^{-1}]

Tab. 2. Provozní hodnoty pro různé druhy převodů podle běžných provedení (podle Niemanna)

Druh převodu	Pro 1 převodový stupeň			Výkon	Otáčky	Obvodová rychlost	Obvodová síla na hnaném kole	Kroutící moment na hnaném kole
	převodové číslo $i_{1,2}$ běžný do	převodové číslo $i_{1,2}$ max. do	účinnost $\eta_{1,2}$ (%)	P_1 (kW) do	n_1 (s^{-1}) do	v ($m \cdot s^{-1}$) do	F_2 (kN) do	M_{k2} (kN . m) do
Převod čelním ozubeným soukolím	8	(20)	96 až 99	18 500	1 800	200	–	–
Převod čelním ozubeným planetovým soukolím	8	(13)	98 až 99	7 500	700	–	–	–
Převod šnekovým soukolím	60	(100)	97 až 45	750	500	70	500	250
Řetězový převod	6	(10)	97 až 98	3 500	90	17[2])	280	–
Převod plochým řemenem	5	(10)[1])	96 až 98	1 500	300	90	50	175
Převod klínovým řemenem	8	(15)	94 až 97	1 200	–	26	–	22
Třecí převod	6	(10)	95 až 98	150	–	20	–	–

[1]) Pro řemenový převod se samonapínáním řemene i více.

[2]) Pro zubové řetězy extrémně až 40 $m \cdot s^{-1}$.

Tab. 3. Porovnání stacionárních převodů pro přenos trvalého výkonu 75 kW a otáček $n_1 = 17\ s^{-1}$ a převodové číslo $i_{1,2} = 4$ (podle Niemanna)

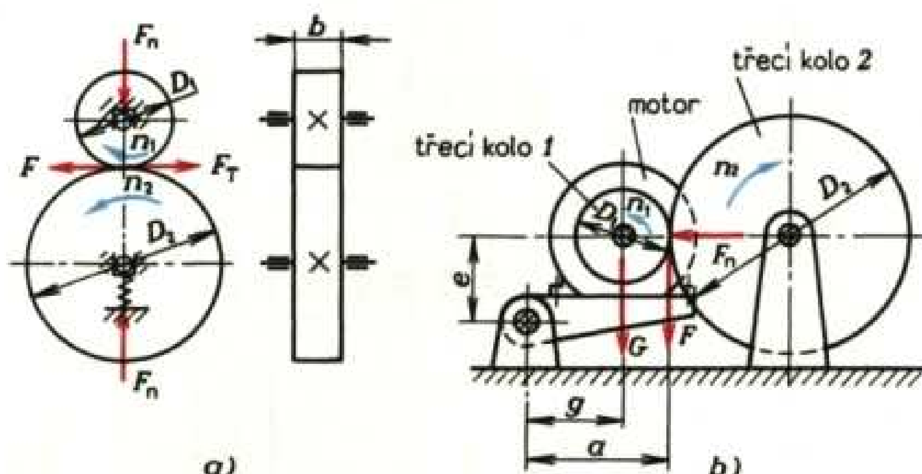
Převod	Materiál a další údaje	Vzdálenost os	Kola – řemenice		Obvodová rychlost	Účinnost	Hmotnost	Cena
		a (mm)	průměry D_1/D_2 (mm)	šířka b (mm)	v (m . s^{-1})	$\eta_{1,2}$ (%)	m (kg)	C (%)
Čelním soukolím	ocel 11 700/11 600, šikmé ozubení	280	112/448	160	5,85	98	600	100
Šnekovým soukolím	kalená ocel/fosforový bronz	200	80/300	–	4,2	97,5	300	800
Řetězový	ocel, zubový řetěz $t = 1''$	830	138/555	360	7,0	98	500	86
Plochým řemenem	kožený řemen, průřez 5 × 320 mm	5 000	450/1 800	350	23,6	97	500	63
Klínovým řemenem	4 řemeny 25 × 16 mm	1 800	450/1 800	130	23,6	97	500	63
Třecí	obložení z plastu, $f = 0,35$	1 125	450/1 800	110	23,6	97	400	50

Uvedené hodnoty a ceny platí pro úplné převody včetně hřídelu a uložení, u ozubených převodů i včetně převodovky a pružných spojek na vstupním a výstupním hřídeli. Uvedené účinnosti platí pro nejlepší provedení.

2 KONTAKTNÍ PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM — TŘECÍ PŘEVODY

U třecích převodů se přenáší obvodová síla mezi vzájemně přitlačovanými koly nebo kotouči třením (*obr. 4*). Třecí převody mohou být uspořádány jako převody *se stálým převodovým číslem* anebo *s plynule měnitelným převodovým číslem* (viz kap. 5).

Třecí převody se používají k přenášení menších výkonů, např. pro pohon třecích šroubových lisů a různých přístrojů (např. magnetofonů).



Obr. 4. Třecí převod válcovými koly: *a*) přítlačná síla F_n vyvolaná tlakem pružiny na hnací hřídel s kolem, *b*) přítlačná síla F_n vyvolaná samočinně tíhou hnacího ústrojí včetně motoru

Výhody třecích převodů:

pro jejich výrobu není třeba speciálních strojů,

klidný a téměř nehlučný chod v důsledku třecího obložení,

pro přenos krouticího momentu není třeba tažných členů, jako řetězů nebo řemenů,

malá vzdálenost os — úspora místa,

vyměnitelnost třecího obložení zajišťuje velkou trvanlivost,

opotřebení obložení lze eliminovat pružným nebo nastavitelným uložením ložiska,

přitlačením a uvolněním kotoučů může převod splňovat zároveň i funkci spojky,

je možno měnit otáčky za chodu stroje a při plném zatížení,

případné rázy v pohonu se vyrovnávají prokluzem třecích kol, tím jsou součásti chráněny před přetížením.

Nevýhody:

značný tlak na hřídele a ložiska vyvolaný přítlačnou silou,

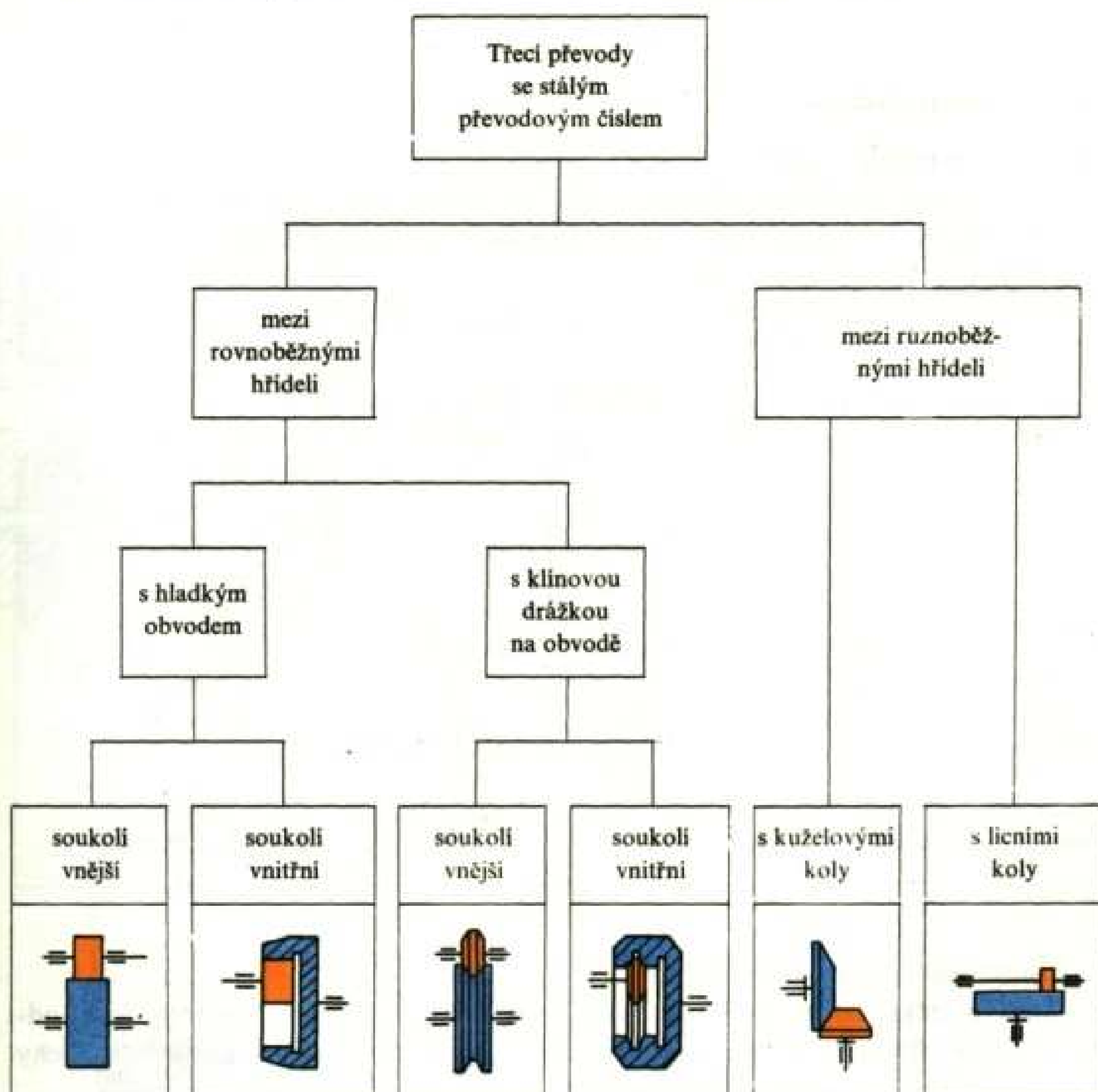
nestálost převodového poměru (kolísání otáček) i při pečlivé výrobě a montáži součástí převodu.

Rozdělení třecích převodů se stálým převodovým číslem je v *tab. 4.*

2.1 Součásti třecích převodů

Třecí převody se skládají ze dvou kotoučů (hnacího a hnaného) na hřídelích a z přítlačného zařízení. Kotouče mohou být čelní (válcové), lícní, kuželové, pro přenos větších kroutících momentů jsou na obvodě opatřeny klínovými drážkami (*tab. 4*). Přítlačnou sílu vyvozuje pružina nebo závaží.

Tab. 4. Rozdělení třecích převodů



2.1.1 Materiály třecích kol

Přenášený výkon závisí na materiálu dvojice kol (hnacího a hnaného):

1. *Kalená ocel–kalená ocel* umožňuje i přes malý součinitel tření ($f = 0{,}04$ až $0{,}08$, mazáno olejem) přenášet větší výkon při menších ztrátách a větší trvanlivosti, protože dovoluje velké přítlačné síly. Vysoké tlaky v ložiskách lze snížit rozdělením na více třecích ploch.

2. *Pryž–ocel* nebo *litina* vystačí v důsledku vysokého součinitele tření ($f = 0{,}8$ za sucha) s malými přítlačnými silami, kromě toho má velmi tichý chod. Naproti tomu může přenést za stejných podmínek pouze asi 10 % výkonu převodu dvojice ad 1.

3. *Ostatní materiály dvojice kol* mají únosnost mezi dvojicemi ad 1 a ad 2, např. velmi často používaná dvojice *fibr–ocel* nebo *litina* přenese asi 22 % výkonu dvojice ad 1.

Dvojice materiálů ad 2 a 3 dávají přes větší rozměry vesměs levnější provedení než ad 1 a jsou nehlučné. Trvanlivost je sice nižší, ale třecí obložení je možno vyměňovat.

2.1.2 Konstrukce kol

Přenášený výkon je omezen:

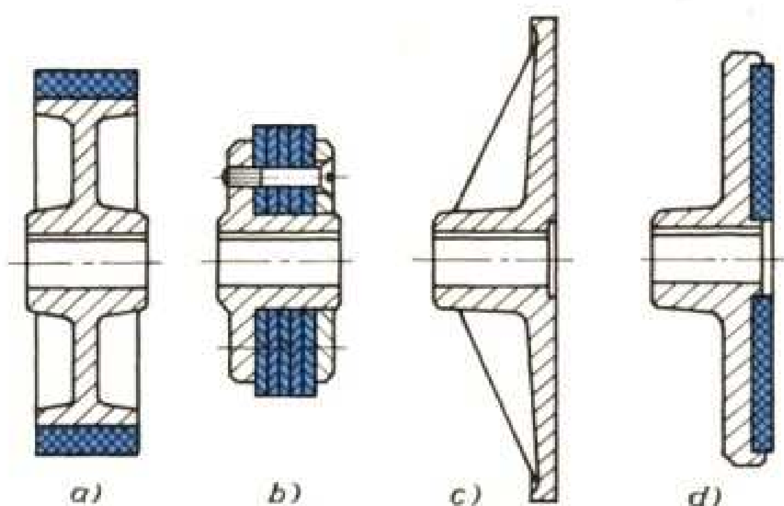
1. prokluzem (součinitel tření f – *tab. 5* a bezpečnost proti prokluzu k),
2. otlačením (dovolený tlak v třecích plochách na 1 mm šířky kola p_D, *tab. 5*),
3. opotřebením (trvanlivost),
4. ohřátím a zadřením (třecí výkon P_T a odvod tepla).

Tab. 5. Součinitelé tření a dovolené přítlačné tlaky u dvojic třecích kol

Materiál kol nebo obložení	Stav třecích ploch	Součinitel tření f	Dovolený přítlačný tlak měkčího materiálu na 1 mm šířky kotouče p_D (N . mm^{-1})
kalená ocel/kalená ocel	mazané	0,04 až 0,08	120 až 150
litina/litina	mazané	0,10	120 až 140
litina/litina	suché	0,15	120 až 140
litina nebo ocel/kůže	suché	0,15 až 0,30	10 až 20
litina nebo ocel/fibr	suché	0,40	30 až 40
litina nebo ocel/asbest	suché	0,30 až 0,50	40 až 50
litina nebo ocel/pryž	suché	0,80	10 až 15

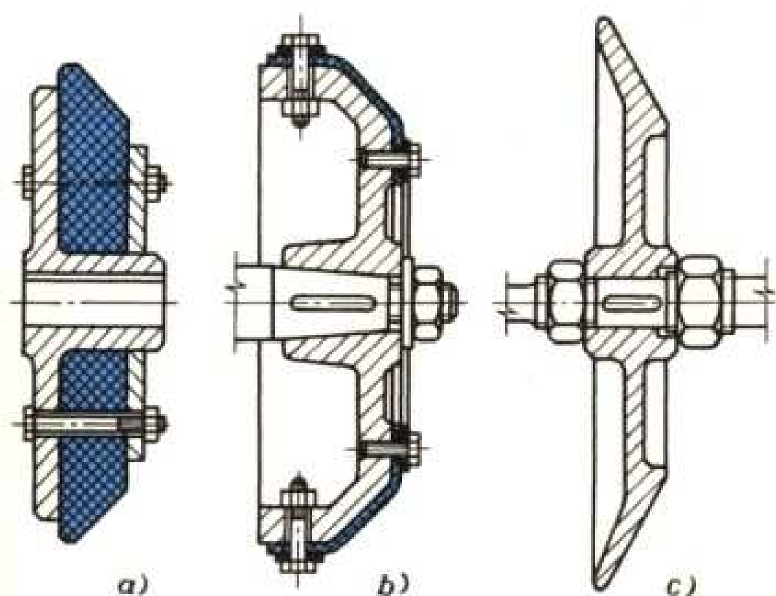
Konstrukční provedení je na *obr. 5, 6*.

U kol z měkkých materiálů se vyvíjí značné množství tepla, které se musí odvádět, aby se obložení nepoškodilo. Pro lepší odvod tepla se proto dělají třecí plochy dělené (*obr. 7*).

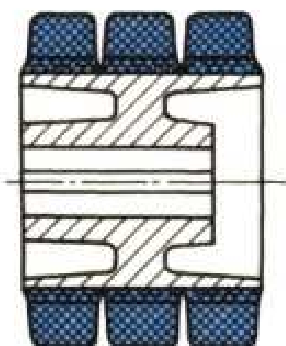


Obr. 5. Konstrukční provedení třecích kol čelních a lícních

a) čelní kolo s pryžovým obložením, *b*) čelní kolo s obložením z vrstvené kůže, *c*) lícní kolo ze šedé litiny, *d*) lícní kolo s pryžovým obložením



Obr. 6. Konstrukční provedení kuželových třecích kol
a) kolo s xylolitovou vložkou,
b) kolo s koženým obložením,
c) kolo ze šedé litiny



Obr. 7. Třecí kolo s děleným třecím obložením

2.2 Výpočet třecích převodů

2.2.1 Obvodová a přítlačná síla

Třecí převod hladkými válcovými koly (*obr. 4a*):
obvodová síla:

$$F = \frac{P}{v},$$

třecí síla:

$$F_T = F_n \, . \, f > F \, .$$

Obyčejně bývá:

$$F_T = k \, . \, F \, ,$$

kde k je součinitel bezpečnosti proti skluzu ($k \geqq 1{,}2$),
f – součinitel tření (*tab. 5*).
Přítlačná síla:

$$F_n = \frac{F_T}{f} = \frac{k \, . \, F}{f} \, .$$

Přítlačná síla u samočinného přitlačování (*obr. 4b*):

$$F_n = \frac{F \, . \, a + G \, . \, g}{e} \, .$$

2.2.2 Převodové číslo, skluz, účinnost (kap. 1.2)

Převodové číslo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{\psi \, . \, D_1},$$

skluzový činitel $\psi = 0{,}95$ až $0{,}98$.
Mechanická účinnost třecího převodu:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = 0{,}75 \text{ až } 0{,}98.$$

2.2.3 Pevnostní výpočet kol

Kontroluje se šířka stykové plochy třecích kol (*obr. 4a*):

$$b = \frac{F_n}{p_D} \, .$$

Příklad výpočtu

Navrhněte třecí převod hladkými čelními koly pro pohon otočných vrat. Přítlačná síla je vytvořena pružinou, aby převod sloužil i jako přetěžovací spojka. Dáno: $P = 0{,}36$ kW, $n_1 = 1\,420$ min^{-1} $\doteq 23{,}7$ s^{-1}, $D_1 = 50$ mm, $D_2 = 250$ mm, $k = 1{,}5$, $\psi = 0{,}96$.

1. Provedení kol: fibr–ocel.

Z *tab. 5*: $f = 0{,}4$, $p_D = 30$ až 40 N . mm^{-2}.

$$F = \frac{P}{v} = \frac{P}{\pi \,.\, D_1 \,.\, n_1} = \frac{360\ \text{W}}{\pi \,.\, 0{,}05\ \text{m} \,.\, 23{,}7\ \text{s}^{-1}} = 96{,}7\ \text{N}$$

$$F_n = \frac{k \,.\, F}{f} = \frac{1{,}5 \,.\, 96{,}7\ \text{N}}{0{,}4} = 362{,}6\ \text{N}$$

$$i = \frac{D_2}{\psi \,.\, D_1} = \frac{250\ \text{mm}}{0{,}96 \,.\, 50\ \text{mm}} = 5{,}21$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1\,420\ \text{min}^{-1}}{5{,}21} = 272{,}55\ \text{min}^{-1}$$

$$b_{min} = \frac{F_n}{p_D} = \frac{362{,}6\ \text{N}}{30\ \text{N} \,.\, \text{mm}^{-1}} = 12{,}1\ \text{mm},\ \text{volíme z konstrukce 25 mm.}$$

2. Provedení kol: pryž–ocel.

Z *tab. 5*: $f = 0{,}8$, $p_D = 10$ až 15 N . mm^{-2}.

F stejná jako ad 1. Pro stejné rozměry:

$$F_n = \frac{k \,.\, F}{f} = \frac{1{,}5 \,.\, 96{,}7\ \text{N}}{0{,}8} = 181{,}3\ \text{N},$$

$$p = \frac{F_n}{b} = \frac{181{,}3\ \text{N}}{25\ \text{mm}} = 7{,}25\ \text{N} \,.\, \text{mm}^{-1} < p_D,\ \text{vyhovuje.}$$

Rozbor: Provedení dvojice materiálů pryž na ocel poskytuje klidnější chod, menší přítlačnou sílu a menší opotřebení. Protože je požadavek, aby převod současně pracoval jako přetěžovací spojka, je vhodnější udělat pryžové hnací kolo (velké kolo z třecího materiálu by se při prokluzování vydíralo v jednom místě). V ostatních případech je účelnější dělat velké kolo měkké (klidnější chod a trvanlivost).

2.3 Montáž, provoz a údržba

Při montáži se mohou vyskytnout tyto chyby: kývání kola na čepu, radiální házení kotouče a boční házení kola při otáčení hřídele. Na výkresu je třeba předepisovat dovolenou radiální házivost v rozpětí (0,000 2 až 0,000 5) D a boční házivost v rozpětí (0,000 5 až 0,001) D, kde D je vnější průměr třecího kola.

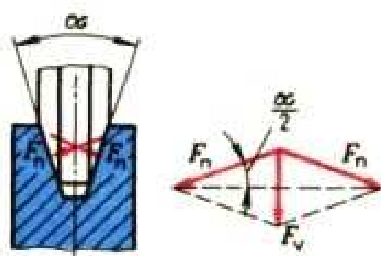
Nejsou-li hřídele přesně rovnoběžné, může dojít u válcových třecích kol k nadměrnému zahřívání vlivem prokluzu a tím i k předčasnému poškození obložení. Kromě toho vznikají axiální síly, na které nebyla ložiska dimenzována, a dochází k jejich rychlejšímu opotřebení.

U nemazaných převodů je nutno udržovat třecí plochy suché. Proto musí být převody s třecími koly ve skříních dobře utěsněny, aby do nich nevnikla voda, olej nebo rozpuštěné mazací tuky.

Při montáži vyměnitelného obložení třecích kol se vložky, popř. obložení vloží do vybrání v kolech, kde se přišroubuje nebo přilepí. Obložení z pryže se navulkanizuje.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Pro přenos větších krouticích momentů se použije třecích kol s klínovými drážkami. Vypočtěte, kolikrát větší krouticí moment je možno přenést třecími koly čelními (*obr. 8*) s jednou, třemi, pěti drážkami, ve srovnání s hladkými koly za stejných podmínek (stejná přítlačná síla kotoučů atd.), je-li úhel klínové drážky $\alpha = 30°$ (bývá 28 až 32°). [3,86 × bez ohledu na počet drážek]

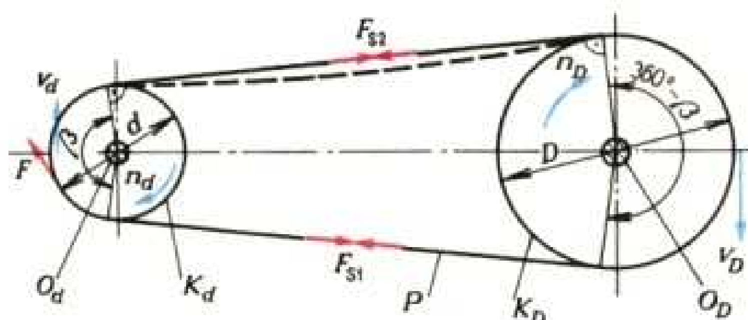


Obr. 8. Síly působící na třecí kola s klínovými drážkami

2. Pro příklad vypočítaný v kap. 2.2.3 určete krouticí momenty na hnacím i hnaném kole, obvodovou rychlost a účinnost převodu, jsou-li účinnosti ložisek $\eta_{l1} = \eta_{l2} = 0,9$. [2,42 N . m, 12,1 N . m, 3,72 m . s^{-1}, 0,78]
3. Jaký výkon lze přenést pryžovým čelním třecím kolem o rozměrech $D_1 = 125$ mm, $b = 25$ mm při $n_1 = 1\,500$ min^{-1} = 25 s^{-1}, $p_D = 10$ N . mm^{-1}, $k = 1,5$? [1,3 kW]

3 OPÁSANÉ PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM — ŘEMENOVÉ A LANOVÉ PŘEVODY

Kroutící moment se přenáší pásem z hnacího hřídele na hnaný, který je opásán kolem *řemenových* nebo *lanových kotoučů* (*řemenic* nebo *lanových kladek*), naklínovaných na hřídelích (*obr. 9*). Při otáčení hnacího hřídele vzniká na ploše styku věnce hnacího kotouče a pásu tření (silový styk) a pohyb se pásem přenáší na hnaný kotouč.



Obr. 9. Opásaný převod

K_d – hnací kotouč, K_D – hnaný kotouč, O_d – hnací hřídel, O_D – hnaný hřídel, P – opásání (tažný člen), β, $(360° - \beta)$ – úhly opásání kotoučů

Pro opásání (tažných členů) se používají *řemeny* a *lana*, v přesné mechanice kromě toho i *šňůry*, *polyamidová vlákna* a *struny*.

Opásané převody se silovým stykem se používají pro méně přesné převody na velkou a střední vzdálenost hřídelů.

Používají se nejen ve strojírenství, ale též v přesné mechanice, lékařské technice, vysokofrekvenční technice, elektrotechnice atd.

Výhody:

jednoduchá a levná výroba, snadná údržba,
možnost současně pohánět několik hřídelů (*obr. 10*),
tichý chod,
zachycují a tlumí rázy pružností pásu,
chrání pracovní stroje před přetížením.

Nevýhody:

větší tlaky na ložiska v důsledku potřebného předpětí pásu, nutný skluz pásu,
tažné elementy z některých materiálů musí mít zařízení pro dodatečné napínání, protože se trvale prodlužují;
špatná odolnost vůči vysokým teplotám, vlhkosti, prachu, nečistotám a oleji.

Druhy opásaných převodů jsou v *tab. 6.*

Tab. 6. Základní schémata opásaných převodů se silovým stykem

Schéma převodu	Princip a použití
Otevřené opásání	Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení hřídelů shodný. Při větších vzdálenostech os hřídelů je nutné, aby horní část pásu byla ochablá a dolní napjatá. (Zdůvodněte proč)
Zkřížené opásání	Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení hřídelů opačný. Větší úhel opásání. Protože se pás ve zkřížení po sobě tře, nehodí se pro velké rychlosti ($v \leq 15\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$) a pro široké pásy. Vzdálenost os musí být větší ($A \geq 20b$, kde b = šířka pásu)
Otevřené opásání s vodicími kladkami pro změnu smyslu otáčení	Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení opačný. Tam, kde není možno použít předchozí způsob – pro menší vzdálenosti os a větší rychlosti. V_1, V_2 – vodicí kladky
Polozkřížené opásání	Mimoběžné hřídele. Pouze pro jeden smysl otáčení. Pás musí nabíhat na oba kotouče v jejich středních rovinách, jinak by spadl. Kotouče musí být dostatečně široké ($B \geq 1{,}4b$). Vzdálenost os bývá A = 3 až 10 m, nejčastěji 5 m

Pokračování

Schéma převodu	Princip a použití
Polozkřížené opásání s vodicími kladkami	Různoběžné nebo mimoběžné hřídele, kde nelze použít předchozí schéma, nebo pro pohon, kde je nutno měnit smysl otáčení (reverzovat). V_1, V_2 – vodicí kladky
Otevřené opásání s napínací kladkou	Rovnoběžné hřídele – při velkých převodových číslech *i* (až 20) a pro malé vzdálenosti os. Napínací kladka *N* se montuje do ochablé části pásu (může být i dole) v blízkosti malého kotouče. (Vysvětlete proč.) Napínací kladka je k pásu přitlačována buď závažím, nebo pružinou
Opásaný pohon na více hřídelů	Pro pohon dvou nebo více hnaných rovnoběžných hřídelů. *V* – vodicí kladka

Pokračování

Schéma převodu	Princip a použití
Opásané převody se silovým stykem v přesné mechanice	
Opásaný pohon s konečným pásem	Pás není nekonečný, ale svými konci je uchycen v kotoučích. Na hnaném hřídeli působí vratné závaží nebo pružina
Přeměna točivého pohybu na přímočarý	Lankem, strunou nebo šňůrou je možno opásaným převodem přeměnit otáčivý pohyb hřídele na přímočarý pohyb ručičky na stupnici. Úhel opásání hnacího kotouče $O_1 \doteq 409°$, V_1, V_2 jsou vodicí kladky. Místo hnaného kotouče je posuvně se pohybující ručička R

3.1 Základy teorie

3.1.1 Obvodová rychlost a síla — síly v páse (viz Mechanika) (*obr. 9*)

Obvodová rychlost:

$$v = \pi . D . n ,$$

se volí podle místních a stavebních poměrů: $v = 10$ až 30, popř. až $45\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, výjimečně i více.

*Obvodová síla a tahy v opásání**):

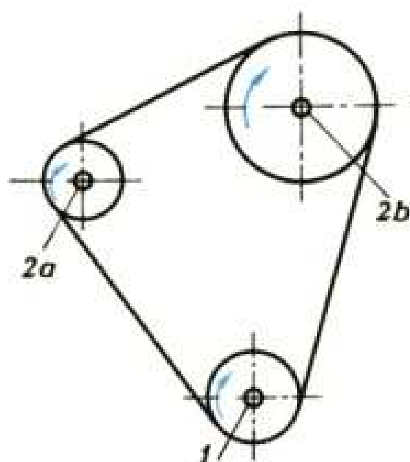
$$F = \frac{P}{v_d} = \frac{P}{\pi . d . n_d} = \frac{P}{v_D} = \frac{P}{\pi . D . n_D} .$$

*) Protože nové ČSN řemenových pohonů mají poněkud odlišné označení, bude u řemenových převodů: průměr hnacího kotouče d, hnaného D, otáčky hnací n_d, hnané n_D a vzdálenost os A. Srovnej též s knihou Kříž a kol.: Strojnické tabulky – část 1. pro 2. až 4. ročník SPŠS; odvolávky na ni v textu jsou značeny ST1.

Z rovnováhy sil na pásu platí (*obr. 9*):

$$F = F_{S1} - F_{S2},$$

tj. obvodová síla se rovná rozdílu tahů v pásu taženém (F_{S1}) a ochablém (F_{S2}).



Obr. 10. Řemenový pohon na dva hnané hřídele
1 – hnací hřídel, *2a*, *2b* – hnané hřídele

V mechanice byly odvozeny vztahy:

$$F_{S2} = F \cdot \frac{1}{e^{\beta f} - 1}, \qquad F_{S1} = F_{S2} \cdot e^{\beta f} = F \cdot \frac{e^{\beta f}}{e^{\beta f} - 1},$$

kde $\beta = 2\pi \cdot \frac{\beta^\circ}{360^\circ}$ je úhel opásání menšího kotouče (rad),

f – součinitel tření mezi opásáním a kotoučem (*tab. 7*).

U běžných řemenových pohonů s plochým koženým řemenem bývá: $F_{S2} \doteq F$, $F_{S1} \doteq 2F$. Za klidu je řemen napjat silou $F_{S0} = \frac{F_{S1} + F_{S2}}{2} \doteq 1{,}5F$.

Výslednice tahových sil v řemenu $F_{S1} + F_{S2} \doteq 3F$ namáhá hřídel na ohyb a způsobuje tření v ložiskách. S ohledem na bezpečnost a případné vyšší pracovní předpětí řemenu se dimenzují hřídel a ložiska na sílu $F_u \doteq (4 \text{ až } 5)\,F$. U převodů klínovými řemeny, kde napětí řemenu nemusí být tak velké, počítáme se silou na ložisku $F_u \doteq 2F$.

3.1.2 Vliv odstředivé síly

Při pohybu po kruhové dráze, tj. po řemenici, působí na pás (řemen) odstředivá síla. Její vliv musíme brát v úvahu při rychlostech nad $12\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$. Vyvolává v řemenu napětí σ_C (*obr. 11*).

Z rovnováhy sil na elementu:

$$\sigma_C \,.\, S \,.\, d\beta = dF_C,$$

$$dF_C = dm \,.\, \tfrac{1}{2}D \,.\, \omega^2 = \varrho \,.\, S \,.\, \tfrac{1}{2}D \,.\, d\beta \,.\, \tfrac{1}{2}D \,.\, \omega^2 = \varrho \,.\, S \,.\, v^2 \,.\, d\beta.$$

Tab. 7. Technická data řemenů a pásů

Druh řemene			Tloušťka řemene s (mm)	Výpočtové hodnoty: Pevnost σ_P (MPa)	Dovolené napětí σ_D (MPa)	Modul pružnosti v ohybu E_o (MPa)	Měrná hmotnost ϱ (kg.dm^{-3})	Součinitel tření f (1)	Meze použitelnosti: Maximální poměr $\left(\frac{s}{d}\right)_{max}$ (1)	Maximální rychlost řemene v_{max} (m.s^{-1})	Maximální provozní teplota t_{max} (°C)
Kožený řemen	standardní		3 až 20	25	4	70	1,0	$0{,}22 + 0{,}012 \frac{v}{m.s^{-1}}$	0,033	30	35
	ohebný		3 až 20	30	4,5	60	0,95		0,04	40	35
	velmi ohebný		3 až 20	35 až 38	5,5 až 6	50	0,9		0,05	50	45 až 70
Pryžové a balatové řemeny[1])	pryž – balata – bavlna		3 až 8	55	4,4	50	1,2	0,5	0,035	40	45
	pryž – bavlna		3 až 7	53	4,0	50	1,25	0,5	0,033	40	70
	balata – bavlna		3 až 8	58	4,4	50	1,25	0,5	0,04	40	40
	balata – lanový kord		4 až 5	68	5,2	30	1,25	0,5	0,05	40	40
Textilní řemeny	umělé hedvábí (impregnované)		2 až 18	50	4,2	40	1,0	0,35	0,04	50	70
	bavlna		4 až 12	42	3,7	40	1,3	0,3	0,05	50	70
	polyamid, polyester		0,4 až 5	200	19	250	1,1	0,15	0,04	65	75
Řemeny z několika materiálů: tažná vrstva polyamid nebo polyester	styčná vrstva	kůže	1 až 4[2])	200	19	250	1,15	$0{,}22 + 0{,}012 \frac{v}{m.s^{-1}}$	0,01	80 až 100	60
		pryž	1 až 4[2])	200	19	250	1,15	0,75	0,01	80 až 100	75
Klinové řemeny	klasického průřezu		viz ČSN	–	8	50	1,25	$0{,}35 + 0{,}012 \frac{v}{m.s^{-1}}$	–	25 až 35	80
	úzké		viz ČSN	–	16	50	1,25		–	60	80

[1]) Tyto řemeny vzniknou vrstvením několika textilních vložek vzájemně slepených balatou nebo zavulkanizovaných pryží. (Balata je elastické lepidlo podobné původem i charakterem přírodnímu kaučuku.)

[2]) Tloušťka tažné vrstvy. K ní přijde vrstva kůže nebo pryže, při jednostranném obložení tlustá 1,3 mm, při oboustranném obložení 2,6 mm. Pro výpočet na tah uvažujeme pouze tloušťku tažné vrstvy uvedené v tabulce.

Tab. 8. Tažné členy v přesné mechanice. Rozměry a pevnostní hodnoty

Prostředek opásání (tažný člen)	Rozměry			Pevnost	Poznámka
	d, popř. $b \times a$ (mm)	δ (mm)	m (1)	σ_{Pt} (MPa)	
Hedvábná šňůra	0,7	–	–	120	spletená, s dutinou
Bavlněná šňůra	1,4 2,2	0,75 1,1	2 2	80 80	2 zkroucené pramence
Konopná šňůra	0,8 3 4	– 1 1	– 6 12	250 220 190	 2 vlákna v pramenci, 3 pramence ve šňůře 4 vlákna v pramenci, 3 pramence ve šňůře
Lanko z polyesterového hedvábí	0,6 0,8	– –	48 64	380 300	spletené, s duší
Lanko z polyamidového hedvábí	0,8 1,5	– –	21 48	520 480	spletené, s duší
Polyamidový rybářský vlasec	0,6 0,8	– –	1 1	500 500	
Polyamidový drát kruhového průřezu	0,6 0,8	– –	1 1	420 420	
Polyamidový drát obdélníkového průřezu	2,2 × 0,4 3,0 × 0,4 1,8 × 0,7	– – –	1 1 1	270 250 220	
Střevová struna	0,7 1,2 2	– – –	1 1 1	220 220 200	
Kožený řemínek kruhového průřezu	4 5 6	– – –	1 1 1	30 35 35	
Drátěné ocelové lanko	2	0,335	20	1 400	4 drátky v pramenci, 5 pramenců v laně

Vysvětlivky:

d – vnější průměr lanka, šňůry nebo drátu

$b \times a$ – šířka krát tloušťka plochého drátu

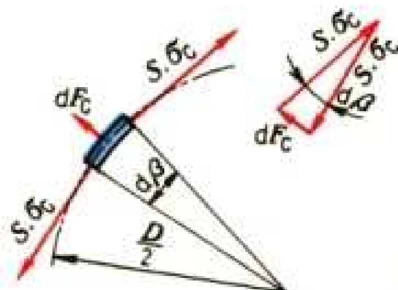
δ – průměr drátku nebo vlákna

m – počet drátků nebo vláken v lanku nebo šňůře

Porovnáním a úpravou obou rovnic je

$$\sigma_C \, . \, S \, . \, d\beta = \varrho \, . \, S \, . \, v^2 \, . \, d\beta \, ,$$

$$\sigma_C = \varrho \, . \, v^2 \quad \text{(Pa)}.$$



Obr. 11. Silové poměry na elementární částici řemene pro výpočet napětí σ_C v důsledku odstředivých sil

3.1.3 Výpočet napětí v řemenu

Tahové napětí od tahu v řemenu:

$$\sigma_t = \frac{F_{S1}}{S} \, ,$$

tahové napětí od odstředivé síly:

$$\sigma_C = \varrho \, . \, v^2 \, .$$

Při navíjení řemenu na řemenici vzniká v řemenu míjivé ohybové napětí:

$$\sigma_o = E_o \cdot \frac{s}{d} \quad \text{(MPa)},$$

kde E_o je modul pružnosti pásu v ohybu (MPa) (*tab. 7*),
s – tloušťka pásu (mm),
d – průměr menšího kotouče (mm).

Maximální celkové napětí v řemenu:

$$\sigma_{max} = \sigma_t + \sigma_C + \sigma_o \leqq \sigma_D \quad (tab. \; 7).$$

3.1.4 Pružný skluz, ztráty, účinnost

Řemen po řemenici částečně klouže, i když je dobře napjat, takže skutečná obvodová rychlost hnané řemenice je asi o 1 až 2 % menší než vypočítaná (součinitel skluzu $\psi = 0{,}99$ až $0{,}98$). Vlivem tohoto skluzu se hnaná řemenice zpožďuje, koná menší počet otáček.

Převodové číslo:

$$i = \frac{n_d}{n_D} = \frac{D}{d \, . \, \psi} \, .$$

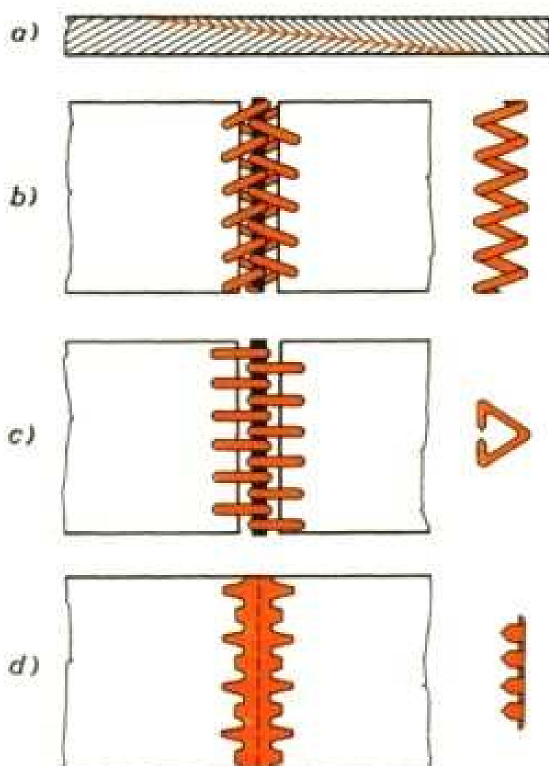
Ztráta výkonu je způsobena tuhostí řemenu, třením řemenu na kotoučích, odporem vzduchu a třením v ložiskách. Bývá 2 až 5 % z celkového příkonu P_1, takže účinnost opásaného převodu $\eta = P_2/P_1 = 0{,}98$ až 0,95.

3.2 Součásti opásaných převodů

3.2.1 Tažné členy

Obvodová síla se přenáší z jednoho kotouče na druhý:

řemeny (ploché, klínové, kruhové) – převod řemenový,
lany – převod lanový,
lanky, šňůrami, strunami – převod lankový (v přesné mechanice).



Obr. 12. Nejčastější spojení konců plochých řemenů *a)* slepením, *b)* drátěnou spojkou, *c)* háčkovou spojkou, *d)* drápkovou spojkou

Přehled tažných členů a údaje o jejich vlastnostech potřebné pro výpočty jsou v *tab. 7, 8.*

Ploché řemeny

Kožený řemen velmi ohebný je univerzálně použitelný, zvláště pro vysoká namáhání, rychlosti, pro kratší pohony, pro pohony s napínacími nebo vodicími kladkami a pro pohony polozkřížené.

Kožený řemen ohebný se používá pro normální pohony, střední rychlosti a zkřížené pohony.

Kožený řemen standardní se používá pro menší rychlosti a menší s/d, zvláště pro pohony se stupňovými nebo přesuvnými řemenicemi, dále v hrubém nebo prašném provozu a venku.

Pryžové a balatové řemeny s vložkami bavlněnými nebo z lanového kordu jsou vhodné i pro silnější rázy a balatové kordové řemeny se hodí pro nejvyšší namáhání.

Textilní řemeny z polyamidu a polyesteru mají vysokou pevnost a jsou vhodné pro vyšší rychlosti.

Řemeny lepené z několika materiálů spojují výhody textilních umělých vláken – *tažná vrstva* (vysoká pevnost, možnost vysokých rychlostí) s výhodami kožených nebo pryžových řemenů – *styčná vrstva* (velký součinitel tření, ohebnost), takže mají výhodné parametry; jsou vhodné pro nejtěžší provoz.

Spojení konců plochých řemenů, aby vznikl bezkoncový řemen, je na obr. 12.

Klínové řemeny

bývají nejčastěji uzavřené (bezkoncové), málokdy konečné (nutná spojka); jsou lichoběžníkového průřezu, pryžové se zalitou vyztužovací vložkou, která zvětšuje pevnost řemenu. Pracovní částí (styk s řemenicí) jsou pouze boční plochy. Klínové řemeny (*obr. 13*) u nás vyrábí n. p. Rudý říjen, Otrokovice, a vyváží je do celého světa.

Jsou to:

Řemeny Record, vhodné zejména pro náhony ventilátorů a rychloběžných strojů s vyššími obvodovými rychlostmi. Textilní tažná část je vytvořena provazci z umělého hedvábí (*obr. 13a*).

Řemeny Industrial se hodí pro pohony průmyslových strojů k přenášení vyšších výkonů při obvodových rychlostech do 25 m . s^{-1}. Textilní tažnou část tvoří několik vrstev umělohedvábné kordové tkaniny (*obr. 3b*).

Úzké řemeny, mají podobnou konstrukci jako řemeny Record. Přenášejí při malých rozměrech velké výkony při vysokých rychlostech. To umožňuje polyesterový lanový kord v textilní tažné části a polyamidový obalový textil. Hospodárné použití pro rychlosti nad 20 m . s^{-1}, při nedostatku místa, kde je nutno použít řemenice malého průměru a menší počet řemenů (*obr. 13c*).

Široké ozubené řemeny pro variátory (kap. 5). Zuby na vnitřní straně zlepšují ohebnost řemenu (*obr. 13d*).

3.2.2 Řemenice a lanové kladky

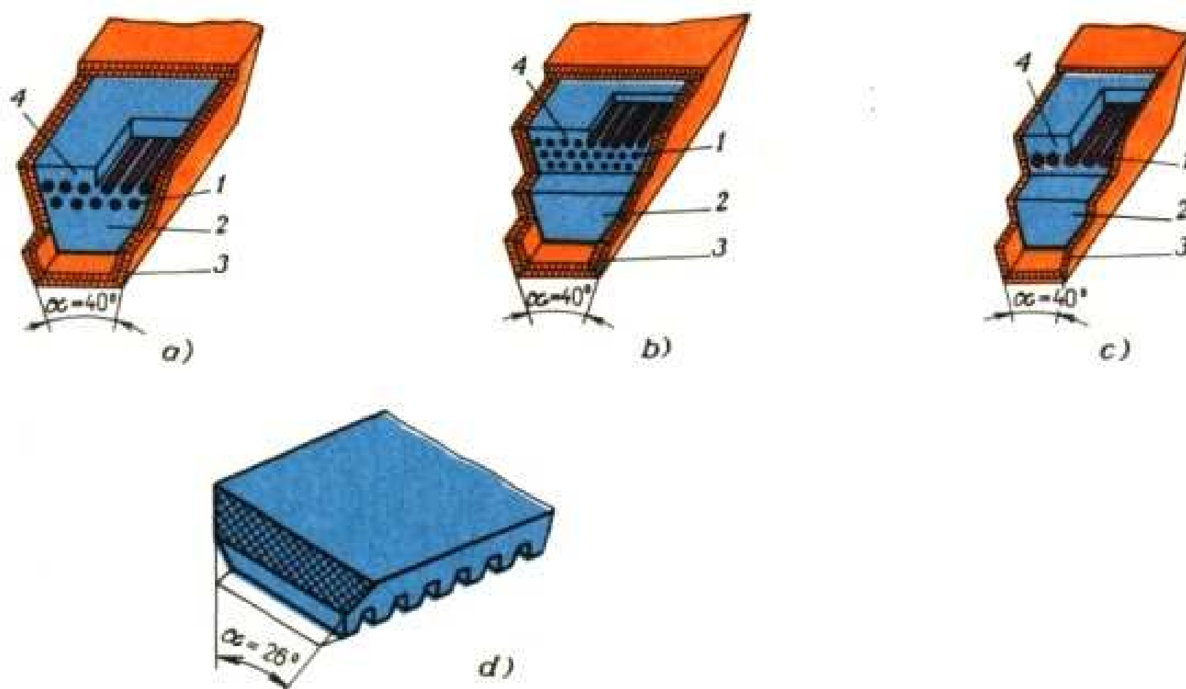
Kola (řemenová, lanová, řetězová i ozubená) se obvykle skládají ze 3 částí: *náboje, desky* nebo *ramen* a *věnce*. Konstrukční zásady a empirické vzorce rozměrů se vztahují na všechna uvedená kola, která se pouze liší tvarem věnce (*obr. 14*).

Příklady konstrukce řemenic jsou *obr. 15, 16*. Vnější průměr náboje

$d_1 \doteq 2d$ pro šedou litinu,
$d_1 \doteq 1{,}6d$ pro ocel na odlitky,
$d_1 \doteq 1{,}5d$ pro konstrukční oceli;

d ... vnitřní průměr náboje

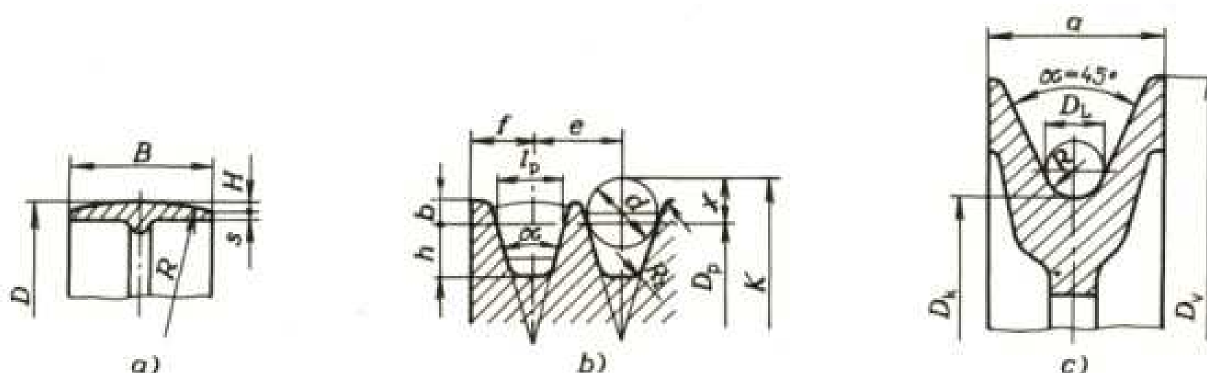
délka náboje $l \doteq (1{,}25$ až $1{,}5)\,d$. U odlitků bývá úkos náboje a věnce 1 : 20 až 1 : 50.



Obr. 13. Klínové řemeny

a) klínový řemen Record klasického průřezu (ČSN 02 3110), *b)* klínový řemen Industrial klasického průřezu (ČSN 02 3110), *c)* úzký klínový řemen (ČSN 02 3112), *d)* široký klínový řemen pro variátory.

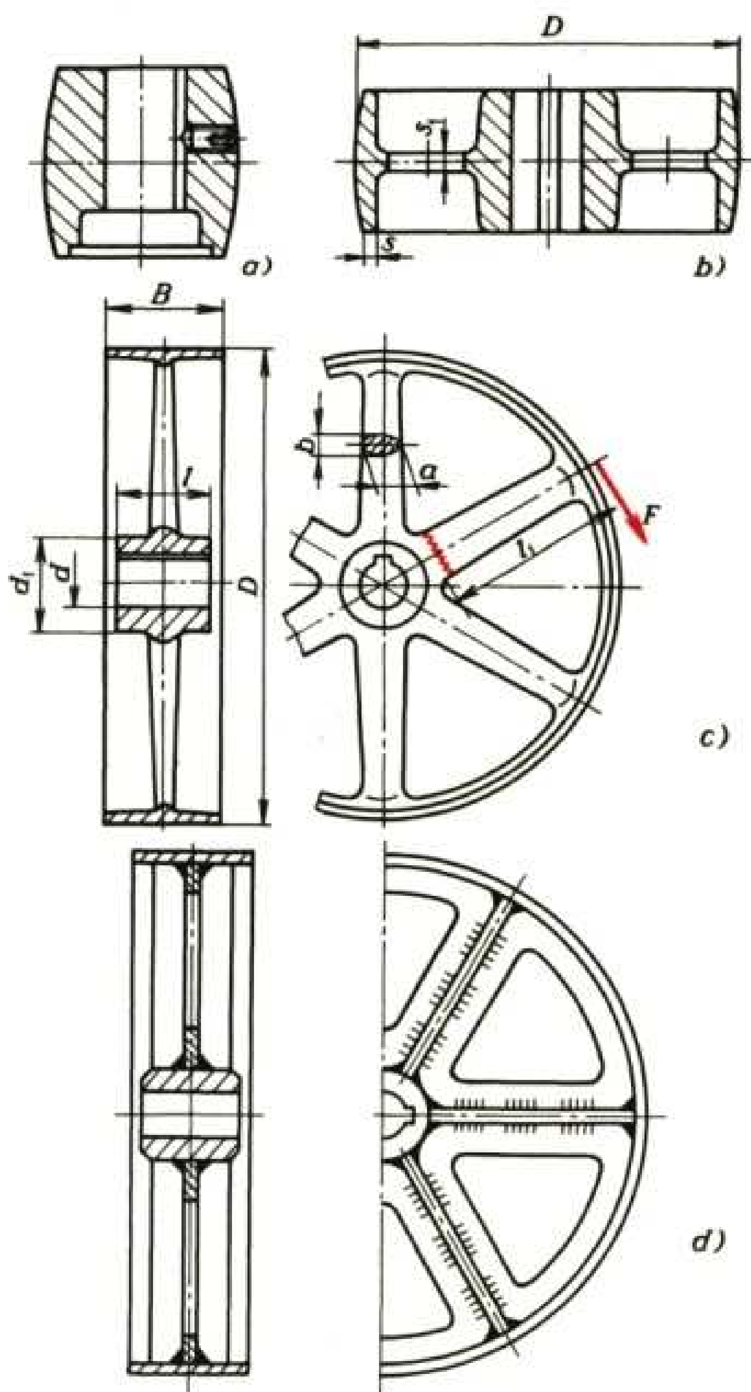
1 – textilní tažná část, *2* – pryžové jádro, *3* – opryžovaný textilní obal, *4* – pryžový nárazník



Obr. 14. Věnce řemenic a lanových kladek

a) řemenice pro ploché řemeny – $s = D/300 + 3$ mm, B – podle šířky řemene b, H – podle ČSN 02 3177 (ST1), $R = \dfrac{B^2 + 4H^2}{8H}$; *b)* řemenice pro klínové řemeny – rozměry podle ČSN 02 3180, drsnost boků drážek: $R_a = 1{,}6$ až $3{,}2$ pro obvodovou rychlost $v \leqq 10\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, $R_a = 0{,}8$ až $1{,}6$ pro $v > 10\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$; *c)* lanové kladky – zakótované rozměry podle ON 27 1821

Materiály řemenic: Odlité řemenice jsou ze šedé litiny 42 2415 nebo 42 2420, rychloběžné z oceli na odlitky 42 2641 nebo 42 2651, menší řemenice (zejména pro klínové řemeny) z hliníkové slitiny 42 4357. Ocelové řemenice větších průměrů se svařují z ocelových plechů 11 373 nebo 11 523 koutovými svary, vylisované polotovary se spojují bodovými svary. Svařované řemenice jsou o 40 až 60 % lehčí než



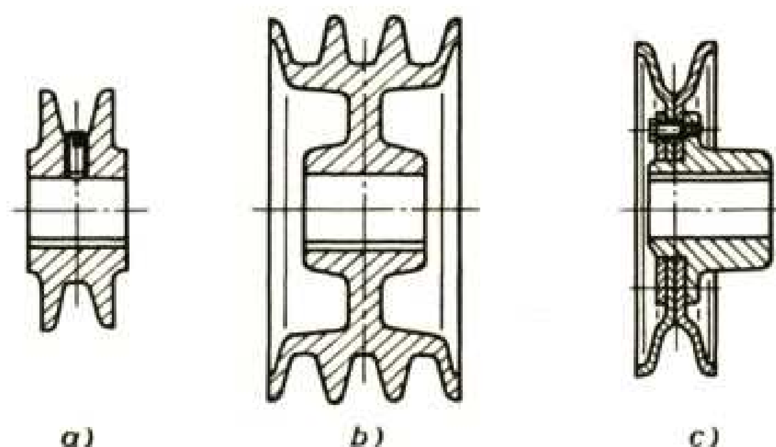
Obr. 15. Konstrukční provedení řemenic pro ploché řemeny

a) litá řemenice malého průměru ($D < 160$ mm) – věnec bezprostředně spojen s nábojem,
b) litá řemenice většího průměru ($D = 160$ až 400 mm) – věnec je s nábojem spojen deskou $s_1 \doteq 1{,}5s$, která se někdy odlehčuje dírami,
c) litá řemenice velkého průměru ($D \geqq 400$ mm) – věnec je s nábojem spojen rameny, jejichž počet je $i \doteq \frac{1}{6}D$, ramena mohou být průřezu eliptického: $b = (0{,}4$ až $0{,}5)\,a$, nebo křížového, nebo profilu T, směrem k věnci se zužují asi na 80 % hodnot při náboji. Výpočet ramen jako vetknutý nosník na ohyb (počítá se, že obvodovou sílu přenáší pouze $\frac{1}{4}$ počtu ramen):

$$M_o = F \,.\, l_1 = \frac{2M_k \,.\, l_1}{D} = W_o \,.\, \frac{i}{4} \,.\, \sigma_{Do}\,, \qquad \sigma_{Do} = 30 \text{ MPa pro šedou litinu,} \quad \sigma_{Do} = 60 \text{ MPa pro ocel na odlitky.}$$

d) svařovaná řemenice velkého průměru: věnec je s nábojem spojen šesti rameny křížového průřezu.

řemenice ze šedé litiny a lze je použít pro velké obvodové rychlosti. Zcela malé řemenice pro klínové řemeny a kladky pro lanka v přesné mechanice se též vyrábějí z plastů (např. silonu, teflonu apod.).



Obr. 16. Konstrukční provedení řemenic pro klínové řemeny

a) litá řemenice malého průměru – věnec je spojen bezprostředně s nábojem,

b) litá řemenice většího průměru – věnec je spojen s nábojem deskou,

c) malá řemenice vylisovaná z ocelového plechu je ze dvou výlisků spojených šrouby; náboj může být ze šedé litiny, oceli nebo hliníkových slitin

3.2.3 Napínací ústrojí

Aby mohly řemeny a lana přenášet mezi kotouči obvodovou sílu, musí být dostatečně přitlačovány ke kotoučům, aby tření bylo větší než obvodová síla. Přitlačení se dosáhne předpětím tažného členu. Velikost předpětí ovlivňuje podstatně konstrukci a náklady na opásaný převod. Existují v podstatě 4 způsoby napínání řemenu nebo lana:

1. *Zkrácení řemenu* při nezměněné vzdálenosti os.

2. Při stálé osové vzdálenosti je možno řemen napínat *napínacími kladkami* vloženými do ochablé části poblíže menší řemenice (*obr. 17b*). Je vhodné u velkých řemenových pohonů. Přítlačná síla napínací kladky může být vyvozena závažím nebo pružinou.

3. *Zvětšení vzdálenosti os* (*obr. 17a*), které se nejčastěji provádí přestavením hnacího motoru po kolejničkách. Nejjednodušší a nejlacinější uspořádání v případě, že lze vzdálenost měnit. Používá se často i u pohonů s klínovými řemeny.

4. *Samonapínání* tíhou hnacího motoru, který je výkyvně excentricky uložen. Tato tíha vytváří moment síly, který působí proti krouticímu momentu a řemen napíná (*obr. 17c*). I když je toto uspořádání poněkud dražší, má tyto výhody:

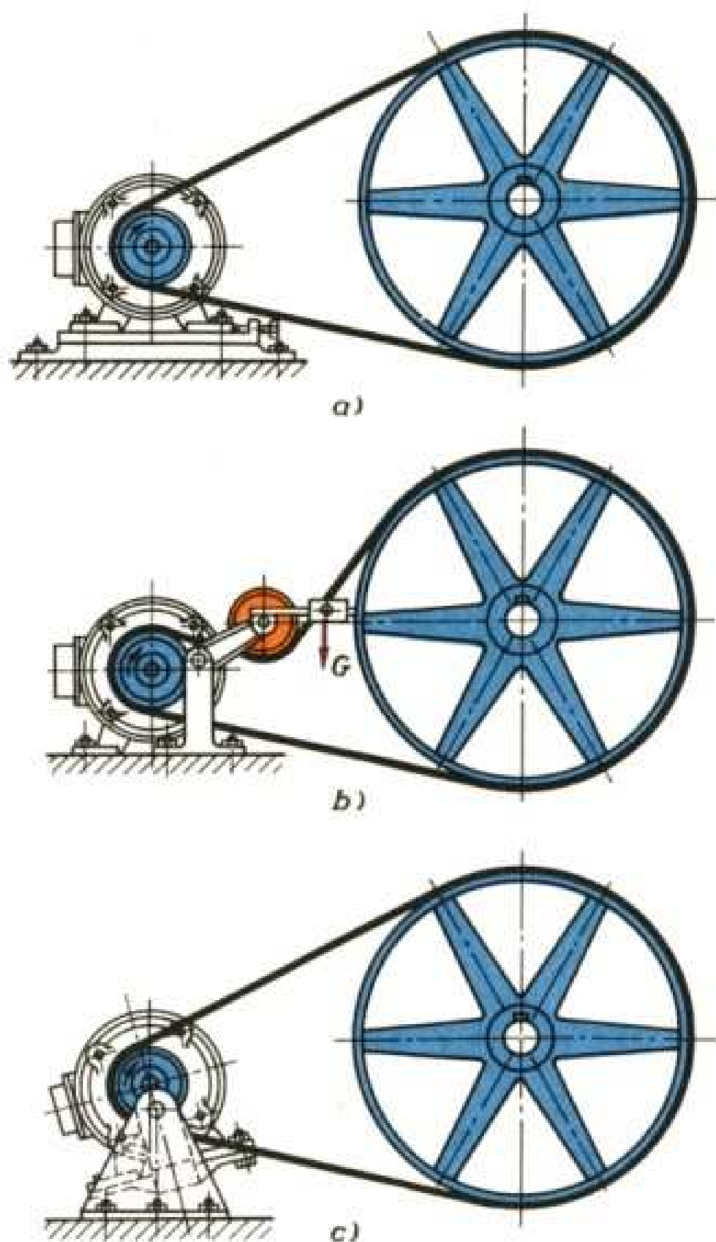
větší dovolená obvodová síla a menší zatížení ložisek,

je možno použít menší úhly opásání, a tím větší převodové poměry při malých vzdálenostech os,

v souvislosti s tím je možno použít menších motorů s vyššími otáčkami při stejném výkonu a stejných otáčkách hnaného hřídele,

větší účinnost při částečném zatížení,

snadné nasazení řemenu bez předpětí, minimální údržba (odpadá dodatečné napínání) a větší provozní spolehlivost.



Obr. 17. Vyvození předpětí v řemenu *a*) pomocí napínacích kolejnic, *b*) napínací kladkou zatíženou závažím *G*, *c*) samonapínacím zařízením s kolébkou otočnou okolo čepu pomocí záporného silového momentu.

3.3 Výpočet řemenových převodů

3.3.1 Geometrický výpočet (*obr. 18*)

Vzdálenost os se obvykle volí:

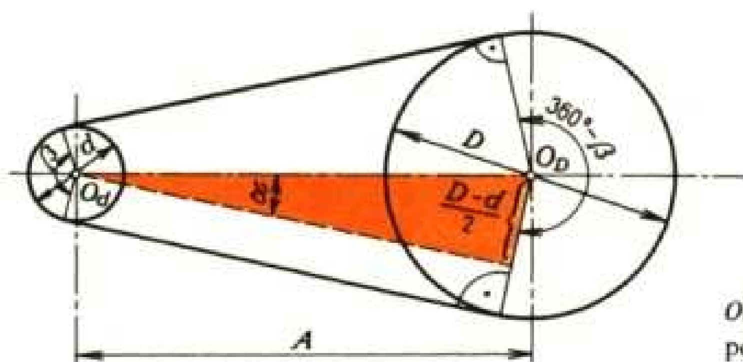
u pohonu plochými řemeny:

$$A \doteq (2 \text{ až } 3) \,.\, (D + d),$$

u pohonu klínovými řemeny:

$$0{,}7(D_p + d_p) < A < 2(D_p + d_p).$$

Minimální úhel opásání má být:
u pohonu plochými řemeny: $\beta > 120°$,
u pohonu klínovými řemeny: $\beta > 90°$.



Obr. 18. Geometrie řemenového pohonu

U převodů s plochým řemenem se vypočítá:

úhel opásání malé řemenice β:

$$\cos\frac{\beta}{2} = \frac{D - d}{2A}, \qquad \alpha = 90° - \frac{\beta}{2},$$

délka řemenu:

$$L = 2A \cdot \sin\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D + d) + \frac{\pi\alpha°}{180°} \cdot (D - d),$$

skutečná osová vzdálenost:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q},$$

kde $p = 0{,}25L - 0{,}393(D + d)$,
$q = 0{,}125(D - d)^2$.

Pro převody s klínovými řemeny platí stejné vzorce, ale průměry řemenic D, d a délku řemenu L je nutno nahradit výpočtovými hodnotami D_p, d_p a L_p (*obr. 14b*).

3.3.2 Výpočet řemenového převodu na pevnost a trvanlivost

třecí síla F_t

Řemen je namáhán v tahu a ohybu (kap. 3.1.3). V praxi se však určí podle průměru d a rychlosti v pro plochý řemen z *tab. 9* jednotková obvodová síla F_r, kterou přenese 1 mm šířky řemenu ($b = 1$ mm). Pro $\beta = 180°$ je pak potřebná šířka řemenu $b = F/F_r$, kde F je obvodová síla: $F = 2M_{k1}/d = P/(\pi \cdot d \cdot n_d)$.

Korekce šířky řemenu s ohledem na skutečný úhel opásání β (α):

$$b' = b \cdot \left(1 + \frac{3\alpha°}{500°}\right) = \frac{F}{F_r} \cdot \left(1 + \frac{3\alpha°}{500°}\right).$$

Vypočtenou šířku upravíme podle normalizovaných hodnot (ST1).

Praktický výpočet klínových řemenů provádí se podle ČSN 02 3111 a 02 3114 způsobem uvedeným v kap. 3.3.4.

Tab. 9. Jednotková obvodová síla F_r (N . mm^{-1}) přenášená 1 mm šířky řemenu pro $\beta = 180°$

Průměr menší řemenice d (mm)	Tloušťka řemenu s (mm)	Rychlost řemenu v (m . s^{-1})					Poznámka
		5	10	15	20	30	
100	3 až 4	3,0	3,4	3,7	4,0	–	jednoduché řemeny
200	4	4,5	5,5	6,2	6,5	6,0	
315	4 až 5	5,0	6,0	6,8	7,5	7,0	
500	5	7,5	9,0	9,3	9,5	9,0	
710	5	8,0	10,0	10,5	10,5	10,0	
1 000	5 až 6	9,0	10,0	11,0	11,0	10,0	
1 400	5 až 6	10,0	11,0	11,5	11,5	11,0	
2 000	6 až 7	12,0	13,0	13,5	13,8	12,5	
500	8 až 10	9,0	10,5	11,5	12,5	12,0	dvojité řemeny
710	8 až 10	10,5	12,0	13,0	14,0	13,5	
1 000	10	13,5	15,0	16,5	17,0	16,0	
1 400	10 až 12	16,0	18,0	20,0	20,0	18,5	
2 000	10 až 12	19.0	22,0	24,4	25,0	22,5	

3.3.3 Postup výpočtu převodu s plochým řemenem (*tab. 10*)

3.3.4 Postup výpočtu převodu s klínovými řemeny (*tab. 11*)

Příklad výpočtu

Dvoustupňový pístový kompresor (*obr. 19*) má za normálních podmínek příkon $P = 30$ kW a $n_D \doteq 500\ \mathrm{min}^{-1} \doteq 8{,}33\ \mathrm{s}^{-1}$ a má být poháněn od elektromotoru řemenovým převodem. Otáčky motoru $n_d = 1\,450\ \mathrm{min}^{-1} \doteq 24{,}2\ \mathrm{s}^{-1}$. Kompresor pracuje 16 h denně. Elektromotor běží s normálním záběrovým momentem (do dvojnásobku jmenovitého krouticího momentu). Vypočtěte řemenový převod:

a) plochým řemenem – vzdálenost os $A' = 1\,500$ mm,

b) klínovým řemenem klasického průřezu – $A' = 1\,000$ mm,

c) úzkým klínovým řemenem $A' = 1\,000$ mm.

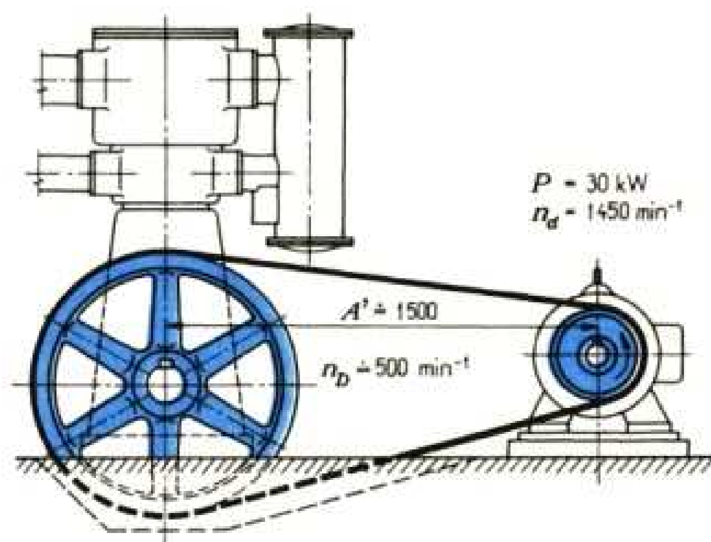
a) *Převod plochým řemenem* (*tab. 10*):

Z *tabulky 7* volíme jednoduchý kožený řemen velmi ohebný s $v_{max} = 50\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, $(s/d)_{max} = 0{,}05$.

Volíme předběžně obvodovou rychlost $v' = 25\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$,

$$d = \frac{v'}{\pi\,.\,n_d} = \frac{25\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}}{\pi\,.\,24{,}2\ \mathrm{s^{-1}}} = 0{,}33\ \mathrm{m} \doteq 315\ \mathrm{mm}\quad \text{(normalizovaný)}.$$

Podle *tabulky 9*: $s = 4$ až 5 mm, volíme $s = 5$ mm.



Obr. 19. Řemenový pohon dvoustupňového pístového kompresoru

Kontrola ohybu řemenu: $\dfrac{s}{d} = \dfrac{5\ \text{mm}}{315\ \text{mm}} = 0{,}016 < \left(\dfrac{s}{d}\right)_{max}$.

Skutečná rychlost: $v = \pi \,.\, d \,.\, n_d = \pi \,.\, 0{,}315\ \text{m} \,.\, 24{,}2\ \text{s}^{-1} = 23{,}95\ \text{m} \,.\, \text{s}^{-1}$.

Z *tabulky 9*: pro $d = 315$ mm, $s = 5$ mm a $v = 24\ \text{m} \,.\, \text{s}^{-1}$ je $F_t = 7{,}3\ \text{N} \,.\, \text{mm}^{-1}$.

Obvodová síla: $F = \dfrac{P}{v} = \dfrac{30 \,.\, 10^3\ \text{W}}{23{,}95\ \text{m} \,.\, \text{s}^{-1}} = 1\,252{,}6\ \text{N}$.

Šířka řemenu: $b = \dfrac{F}{F_t} = \dfrac{1\,252{,}6\ \text{N}}{7{,}3\ \text{N} \,.\, \text{mm}^{-1}} = 171{,}6\ \text{mm}$.

Převodové číslo: $i = \dfrac{n_d}{n_D} = \dfrac{1\,450\ \text{min}^{-1}}{500\ \text{min}^{-1}} = 2{,}9$,

$D = d \,.\, i = 315\ \text{mm} \,.\, 2{,}9 = 913{,}5\ \text{mm} \doteq 900\ \text{mm}$ (podle ČSN 02 3177).

Skutečné převodové číslo (skluz $\psi = 0{,}99$):

$$i = \frac{D}{d \,.\, \psi} = \frac{900\ \text{mm}}{315\ \text{mm} \,.\, 0{,}99} = 2{,}886\,.$$

Úhel opásání:

$$\cos\frac{\beta}{2} = \frac{D - d}{2A'} = \frac{(900 - 315)\ \text{mm}}{2 \,.\, 1\,500\ \text{mm}} = 0{,}195 \Rightarrow \tfrac{1}{2}\beta = 78{,}75^\circ \text{ a } \beta = 157^\circ 30',$$

$$\alpha = \frac{180^\circ - \beta}{2} = \frac{180^\circ - 157^\circ 30'}{2} = 11^\circ 15'.$$

Skutečná šířka řemenu:

$$b' = b \,.\left(1 + \frac{3\alpha^\circ}{500^\circ}\right) = 171{,}5\ \text{mm} \,.\left(1 + \frac{3 \,.\, 11^\circ 15'}{500^\circ}\right) = 183{,}18\ \text{mm}\,.$$

Nejbližší šířku podle ČSN volíme $b = 170$ mm.

Tab. 10. Schéma výpočtu převodu s plochým řemenem

Schéma	Vzorce
Výkon P hnací otáčky n_d hnané otáčky n_D Převodové číslo i Kroutící moment M_{k1}	Zadané hodnoty: P (kW), n_d, n_D (s^{-1}), $i = \frac{n_d}{n_D}$, $M_{k1} = \frac{10^3 P}{\omega_d} = \frac{10^3 P}{2\pi . n_d}$ (N . m)
Průměry řemenic d, D Obvodová rychlost v	v se volí podle druhu řemene z *tab. 7*, optimální je asi poloviční hodnota v_{max}, $d = \frac{v}{\pi . n_d}$ (m), $D = i . d$ (m), zaokrouhlit na normalizované hodnoty
Obvodová síla F	$F = \frac{2M_{k1}}{d}$ (N)
Jednotková obvodová síla F_r Ideální šířka řemene b (pro $\beta = 180°$)	F_r z *tab. 9*, $b = \frac{F}{F_r}$ (mm)
Vzdálenost os A Úhel opásání β, α Skutečná šířka řemene b'	$A = (2 \text{ až } 3)(d + D)$ (mm), pro pohon s napínací kladkou: $A_{min} = 0{,}5(d + D) + D_n + 4s$ (mm), kde D_n je průměr napínací kladky, s – tloušťka řemene, $\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D - d}{2A}$, $\alpha = \frac{180° - \beta°}{2}$ (*obr. 18*), $b' = b\left(1 + \frac{3\alpha}{500}\right)$ (mm), zaokrouhlí se na normalizovaný rozměr
Délka řemene L	$L = 2A . \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} . (D + d) + \frac{\pi . \alpha°}{180°} . (D - d)$

Tab. 11. Schéma výpočtu převodu s klínovými řemeny

Schéma	Vzorce
Výkon P Hnací otáčky n_d Hnané otáčky n_D	Dané hodnoty: výkon P (kW), hnací otáčky n_d (min^{-1}), hnané otáčky n_D (min^{-1})
Jmenovitý výkon P_j Provozní podmínky c_2	$P_j = P \cdot c_2$ (kW), c_2 – součinitel provozního zatížení (ST1)[1]
Doporučený profil řemene	Profil řemenu z diagramu pro volbu řemene ve ST1
Výpočtové průměry řemenic d_p, D_p Převodové číslo i	$i = \frac{n_d}{n_D}$, d_p se volí s ohledem na rozměr a životnost řemene z diagramu a tabulky v ST1, $D_p = i \cdot d_p$
Jmenovitý výkon přenášený 1 řemenem P_r	P_r se odečte z tabulky v ST1
Vzdálenost os A Úhel opásání β, α	$0{,}7(D_p + d_p) < A < 2(D_p + d_p)$ $\cos\frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A} \Rightarrow \beta$ $\alpha = \frac{180^\circ - \beta^\circ}{2}$
Výpočtová délka řemene L_p Vnitřní délka řemene L_i Počet řemenů z	$L_p = 2A \cdot \sin\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot \alpha^\circ}{180^\circ} \cdot (D_p - d_p)$, L_i z tabulky v ČSN (ST1) $z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3}$ (zaokrouhlit nahoru na celé číslo), kde c_1 je součinitel úhlu opásání závislý na β (ST1), c_3 – součinitel délky řemene závislý na L_i (ST1)

[1]) Zkratka ST1 znamená odvolávku na knihu Kříž a kol.: Strojnické tabulky – 1. část pro 2. až 4. roč. SPŠS

Potřebná šířka řemenice podle ČSN (ST1): $B = 180\,\text{mm}$.
Délka řemenu:

$$L = 2A' \sin\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}.(D + d) + \frac{\pi.\alpha^\circ}{180^\circ}.(D - d) =$$

$$= 2.1\,500\,\text{mm}.\sin 78{,}75^\circ + \frac{\pi}{2}.(900 + 315)\,\text{mm} + \frac{\pi.11{,}25^\circ}{180^\circ}.(900 - 315)\,\text{mm} =$$

$$= 4\,966\,\text{mm} \doteq 5\,000\,\text{mm}.$$

Skutečná osová vzdálenost:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 772{,}505\,\text{mm} + \sqrt{772{,}505^2 - 42\,778{,}125}\,\text{mm} = 1\,516{,}8\,\text{mm},$$

$$p = 0{,}25L - 0{,}393(D + d) = 0{,}25.5\,000\,\text{mm} - 0{,}393(900 + 315)\,\text{mm} =$$
$$= 772{,}505\,\text{mm},$$

$$q = 0{,}125(D - d)^2 = 0{,}125(900 - 315)^2\,\text{mm}^2 = 42\,778{,}125\,\text{mm}^2.$$

Vypočteno: *Jednoduchý kožený řemen 170 × 5 – 5 000*

Síla působící na ložiska a hřídel:

$$F_u \doteq 4F = 4.1\,252{,}6 \doteq 5\,000\,\text{N}.$$

b) *Převod klínovým řemenem klasického průřezu:* (*tab. 11*)

$P_j = P.c_2$,
c_2 pro 16 h denně, $M_z/M_n = 2$, pístový kompresor, těžké provozní podmínky je z ST1: $c_2 = 1{,}3$,
$P_j = 30\,\text{kW}.1{,}3 = 39\,\text{kW}$.
Z diagramu v ST1 určíme řemen C (22 × 14), $d_p = 200$ až 315 mm,
volíme $d_p = 250\,\text{mm}$, $i = 2{,}9 \doteq 3$,
z tabulky jmenovitých výkonů přenášených jedním řemenem (ST1):

$$P_r = 10{,}3\,\text{kW}.$$

$$D_p = d_p.i = 250\,\text{mm}.2{,}9 = 725\,\text{mm} \doteq 710\,\text{mm} \quad \text{(podle ČSN)}.$$

$$\cos\frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A'} = \frac{(710 - 250)\,\text{mm}}{2.1\,000\,\text{mm}} = 0{,}23 \Rightarrow \frac{\beta}{2} = 76{,}7^\circ, \quad \beta = 153{,}4^\circ.$$

$$\alpha = 90^\circ - \frac{\beta^\circ}{2} = 90^\circ - 76{,}7^\circ = 13{,}3^\circ.$$

Pro $\beta = 153{,}4^\circ$ je $c_1 = 0{,}93$ (ST1),

$$L_p = 2A' \sin\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}.(D_p + d_p) + \frac{\pi.\alpha^\circ}{180^\circ}.(D_p - d_p) =$$

$$= 2.1\,000\,\text{mm}.\sin 76{,}7^\circ + \frac{\pi}{2}.(710 + 250)\,\text{mm} + \frac{\pi.13{,}3^\circ}{180^\circ}.(710 - 250)\,\text{mm} =$$

$$= 3\,561{,}1\,\text{mm}.$$

Z rozměrové tabulky klínových řemenů (ST1):
$L_i = L_p - Z = (3\,561{,}1 - 58)\,\text{mm} = 3\,503{,}1\,\text{mm} = 3\,550\,\text{mm}$ (podle ČSN),
skutečná výpočtová délka $L_p = (3\,550 + 58)\,\text{mm} = 3\,608\,\text{mm}$.
Z ST1: $c_3 = 0{,}98$.
Skutečná vzdálenost os: $A = p + \sqrt{p^2 - q}$,

$$p = 0{,}25L_p - 0{,}393(D_p + d_p) = 0{,}25\,.\,3\,608\,\text{mm} - 0{,}393(710 + 250)\,\text{mm} = 524{,}72\,\text{mm},$$

$$q = 0{,}125(D_p - d_p)^2 = 0{,}125(710 - 250)^2\,\text{mm}^2 = 26\,450\,\text{mm}^2,$$

$$A = 524{,}72\,\text{mm} + 524{,}72^2 - 26\,450\,\text{mm} = 1\,023{,}6\,\text{mm}.$$

Počet řemenů: $z = \dfrac{P\,.\,c_2}{P_r\,.\,c_1\,.\,c_3} = \dfrac{30\,\text{kW}\,.\,1{,}3}{10{,}3\,\text{kW}\,.\,0{,}93\,.\,0{,}98} = 4{,}15 = 5$ řemenů.

Obvodová rychlost: $v = \pi\,.\,d_p\,.\,n_d = \pi\,.\,0{,}25\,\text{m}\,.\,24{,}2\,\text{s}^{-1} = 19\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$.

Obvodová síla: $F = \dfrac{P}{v} = \dfrac{30\,.\,10^3\,\text{W}}{19\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}} = 1\,580\,\text{N}$.

Vypočteno: *5 řemenů C – 3 550 ČSN 02 3110.*

Síla na ložiska a hřídel: $F_u \doteq 2F = 3\,160\,\text{N}$.

c) *Převod úzkým klínovým řemenem:* (*tab. 11*)

Pro $P_j = P\,.\,c_2 = 30\,\text{kW}\,.\,1{,}3 = 39\,\text{kW}$ a $n_d = 1\,450\,\text{min}^{-1}$ volíme podle diagramu ve ST1 řemen SPA (12,5 × 10), jemu odpovídá $d_p = 180$ až $200\,\text{mm}$. Volíme $d_p = 200\,\text{mm}$.

$D_p = i\,.\,d_p = 2{,}9\,.\,200\,\text{mm} = 580\,\text{mm} = 560\,\text{mm}$ (podle ČSN),

$v = \pi\,.\,d_p\,.\,n_d = \pi\,.\,0{,}2\,\text{m}\,.\,24{,}2\,\text{s}^{-1} = 15{,}2\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$.

$$\cos\frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A'} = \frac{(560 - 200)\,\text{mm}}{2\,.\,1\,000\,\text{mm}} = 0{,}18 \Rightarrow \frac{\beta}{2} = 79{,}63^\circ,$$

$$\beta = 159{,}26^\circ,\quad \alpha = 90^\circ - \frac{\beta^\circ}{2} = 90^\circ - 79{,}63^\circ = 10{,}37^\circ,$$

$$L_p = 2A'\,.\,\sin\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}.(D_p + d_p) + \frac{\pi\,.\,\alpha^\circ}{180^\circ}.(D_p - d_p) =$$

$$= 2\,.\,1\,000\,\text{mm}\,.\,\sin 79{,}63^\circ + \frac{\pi}{2}.(560 + 200)\,\text{mm} + \frac{\pi\,.\,10{,}37^\circ}{180^\circ}.(560 - 200)\,\text{mm} =$$

$$= 3\,226{,}3\,\text{mm} \doteq 3\,150\,\text{mm} \quad \text{(podle ČSN)},$$

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 488{,}82\,\text{mm} + \sqrt{488{,}82^2 - 16\,200}\,\text{mm} = 960{,}8\,\text{mm},$$

$$p = 0{,}25L_p - 0{,}393(D_p + d_p) = 0{,}25\,.\,3\,150\,\text{mm} - 0{,}393(560 - 200)\,\text{mm} = 488{,}82\,\text{mm},$$

$$q = 0{,}125(D_p - d_p)^2 = 0{,}125(560 - 200)^2\,\text{mm}^2 = 16\,200\,\text{mm}^2.$$

Z ST1: $c_1 = 0{,}95$, $c_3 = 1{,}04$, $P_r = 8{,}77\,\text{kW}$,

$$z = \frac{P \,.\, c_2}{P_r \,.\, c_1 \,.\, c_3} = \frac{30\,\text{kW} \,.\, 1{,}3}{8{,}77\,\text{kW} \,.\, 0{,}95 \,.\, 1{,}04} = 4{,}5 \doteq 5\ \text{řemenů}.$$

Vypočteno: *5 řemenů SPA – 3 150 ČSN 02 3112.*

Síla na ložiska a hřídel (pracovní předpětí):

$$F_u \doteq 2F = 2 \,.\, \frac{P}{v} = \frac{2 \,.\, 30\,000\,\text{W}}{15{,}2\,\text{m} \,.\, \text{s}^{-1}} \doteq 4\,000\,\text{N}$$

Srovnání a rozbor:

a) jednoduchý kožený řemen 170 × 5 – 5 000; $A = 1\,516{,}8$ mm, $F_u = 5$ kN;
b) 5 řemenů C – 3 550; $A = 1\,023{,}6$ mm, $F_u = 3{,}16$ kN;
c) 5 řemenů SPA – 3 150; $A = 960{,}8$ mm, $F_u = 4$ kN.

Optimální je alternativa b).

3.4 Montáž a demontáž. Provoz, údržba a bezpečnost řemenových převodů

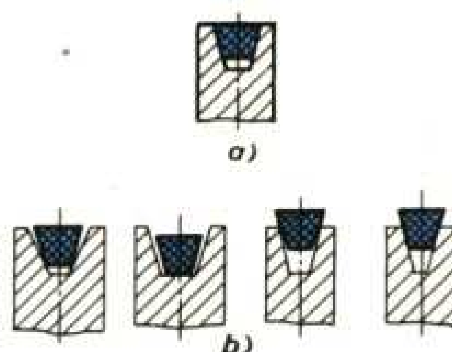
Montáž a demontáž. Řemenice se zpravidla lisují na hřídel s malým přesahem, malé ručně, ostatní pod lisem nebo v přípravcích. Často se ještě pojišťují pery.

Dovolené radiální házení řemenic a kladek bývá zpravidla (0,000 2 až 0,000 5) D a boční házení (0,000 5 až 0,001) D.

Ke snímání kotoučů s hřídele používáme stahováků nebo součást demontujeme pod lisem.

Obě řemenice musí ležet v jedné rovině, jinak by docházelo u plochého řemenu ke spadávání a u klínového řemenu k nadměrnému opotřebení. Při větších rychlostech je nutno řemenici vyvážit.

Natahování bezkoncového řemenu. Plochý řemen se nejprve navleče na malou řemenici a pak se při mírném pootáčení natáhne na velkou řemenici. Klínový řemen musí v drážce správně sedět, nelze tedy použít ani menší, ani větší průřez řemenu (*obr. 20*). Klínové řemeny se nasazují při zmenšené osové vzdálenosti a pak se napínají způsoby podle kap. 3.2.3.



Obr. 20. Poloha řemenu v klínové drážce
a) správně, *b*) špatně

Záběh řemenového pohonu

Plochý řemen. Po krátkém čase chodu se řemen poněkud prodlouží. Je nutno jej natřít na náběžné straně tukem, aby prokluzoval. Vzniklým teplem se tuk rozpustí, vsákne se do řemenu, který se tím zkrátí asi o 2 %. Přilnavé prostředky proti prokluzu, např. kalafuna, činí kůži tvrdou a křehkou.

Bezpečnostní předpisy. Všechny opásané převody jsou za chodu zdrojem zvýšeného nebezpečí úrazu. Zásady:

Nosit přiléhavý oděv. Volné a široké rukávy, dlouhé a nechráněné vlasy jsou příčinami úrazů (mohou je zachytit i hladké hřídele).

Nesahat nikdy holou rukou na běžící řemen nebo lano!

Veškerá ochranná zařízení je možno z převodu sejmout pouze za klidu stroje (při opravě).

Nahazování a shazování řemenu rukou se smí provádět pouze za klidu stroje!

OTÁZKY A ÚKOLY

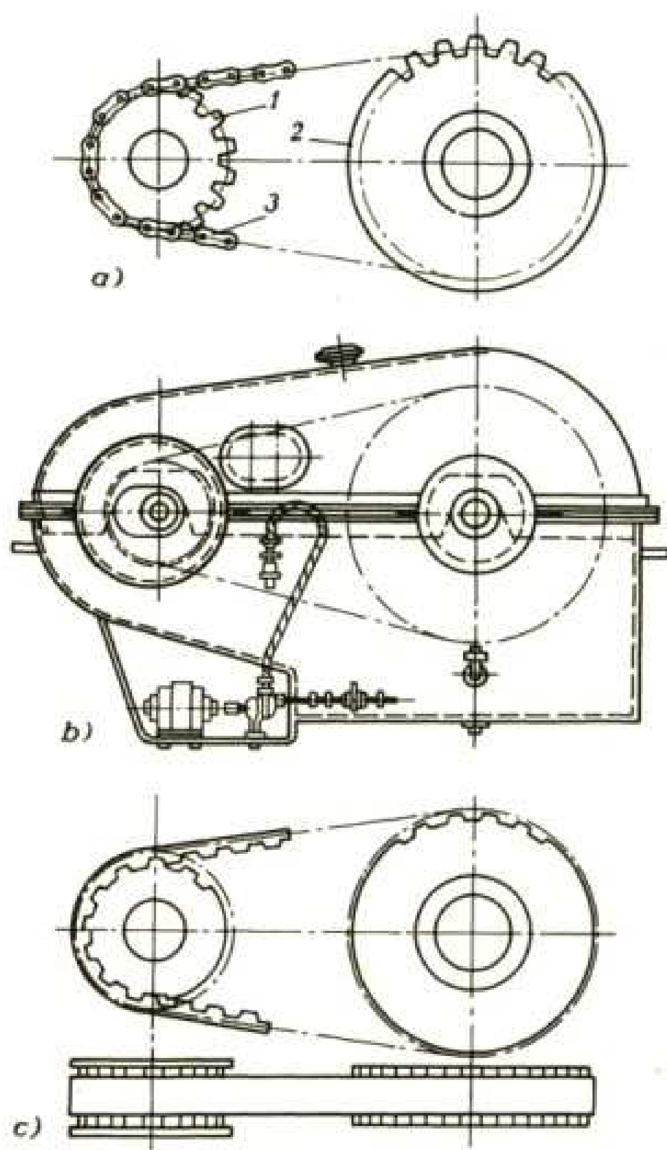
1. Je možno přenášet řemenovými převody kroutící momenty mezi hřídeli rovnoběžnými, různoběžnými i mimoběžnými? Nakreslete příslušná schémata.
2. Vysvětlete, která část pásu je ochablá, která napjatá a proč? Proč má být ochablá část pásu nahoře?
3. Jak je možno zvýšit úhel opásání řemenic?
4. Na *obr. 12a* jsou konce hřídelů slepeny. Jakým směrem musí tento spoj nabíhat na řemenici a proč?
5. Navrhněte včetně materiálu a načrtněte velkou řemenici pro příklad počítaný v kap. 3.3.4, alternativa b).
6. Proveďte kontrolu napětí v řemenech v příkladu v kap. 3.3.4. [a) 3,3 MPa, b) 4,75 MPa, c) 7,44 MPa – vše $< \sigma_D$]
7. Vysvětlete podle *obr. 20* správnou a špatnou polohu klínového řemenu v drážce řemenice.
8. Vypočtěte a navrhněte pohon ventilátoru plochým ohebným koženým řemenem. Elektromotor má výkon 18,5 kW, $n_d = 1\,450\ \text{min}^{-1} \doteq 24{,}2\ \text{s}^{-1}$, otáčky ventilátoru $n_D \doteq 720\ \text{min}^{-1} \doteq 12\ \text{s}^{-1}$. Z konstrukčních důvodů nemá být D větší než 500 mm a vzdálenost os $A' = 800$ mm. Skluz je 2 %, ventilátor pracuje 8 h denně, záběrový moment je maximálně dvojnásobný než jmenovitý. [$i = 2{,}04$, $d = 250$ mm, $D = 500$ mm, $v = 19\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, $F = 974$ N, řemen 140 × 4 – 2 800, $F_u \doteq 3\,900$ N]
9. Navrhněte tentýž pohon za stejných podmínek pomocí klínových řemenů. [$i = 2{,}04$, $d_p = 250$ mm, $D_p = 500$ mm, 3 řemeny B – 2 800 mm ČSN 02 3110]

4 OPÁSANÉ PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM — ŘETĚZOVÉ PŘEVODY A PŘEVODY OZUBENÝMI ŘEMENY

Obvodová síla se přenáší tvarovým stykem z hnacího hřídele na tažný člen, tj. z ozubeného kola na řetěz nebo ozubený řemen a z něho na hnané kolo.

Tyto převody se používají pro různé účely ve všech odvětvích strojírenství, např. u textilních, zemědělských a stavebních strojů, u vozidel a zdvihadel. Při speciálním provedení řetězu slouží jako unášecí elementy, např. u linek s plynulým pohybem v hromadné výrobě, u pohyblivých schodišť apod.

Hodí se pro rovnoměrný přenos krouticího momentu na střední vzdálenosti. Provedení opásaných převodů s tvarovým stykem je na *obr. 21*.



Obr. 21. Opásané převody s tvarovým stykem

a) jednoduchý řetězový převod: *1* — hnací řetězové kolo, 2 — hnané řetězové kolo, *3* — hnací řetěz; *b*) složitější řetězový převod s napínacím zařízením a účinným mazáním uzavřený ve skříni; *c*) převod ozubeným řemenem

Výhody:

použitelnost i při značných vzdálenostech hřídelů (až 5 m) a při velké účinnosti (až 95 %),

menší namáhání hřídelů a ložisek než u řemenových převodů, možnost pohonu několika hřídelů jedním řetězem (úhel opásání stačí $\beta \geqq 90°$).

Nevýhody:

poměrně vysoká cena,

hlučnost chodu,

chod převodu není zcela rovnoměrný během jedné otáčky, zejména při malém počtu zubů malého řetězového kola,

převod je choulostivý na přesnou montáž (celý převod musí být přesně v rovině),

nevhodný při periodickém reverzování běhu za chodu stroje.

Řetězové převody se rozdělují podle druhu použitých řetězů:

a) převody s článkovými (svařovanými) řetězy (používají se převážně u zdvihadel vzhledem k malé dovolené rychlosti),

b) převody s kloubovými řetězy,

c) převody se zubovými řetězy,

d) převody s lamelovými řetězy (u variátorů).

gallův, pouzdrový, válečkový, Ewartův

4.1 Součásti řetězových převodů

4.1.1 Řetězy

Přehled řetězů používaných u řetězových pohonů je v *tab. 12*.

Dříve jsme veškeré hnací řetězy dováželi z kapitalistických států. Po osvobození jsme byli hospodářskou blokádou nuceni zavést jejich výrobu u nás. Dnes vyrábíme v ČZM ve Strakonicích kvalitní řetězy, které vyvážíme do celého světa.

Kloubové řetězy jsou buď bezkoncové, tj. nerozebíratelné, nebo častěji rozebíratelné (možnost zkrácení). *Spojení řetězu* se provádí vnějším spojovacím článkem (spojkou) se závěrem (pojistkou) (*obr. 23*). Potom je nutný sudý počet článků. Při lichém počtu článků je nutno použít zvláštního doplňovacího článku (křiveného). Ten se však má používat co nejméně, poněvadž zmenšuje pevnost řetězu. Při volbě řetězu se však u válečkových a pouzdrových řetězů uvádí lichý počet článků, protože spojka se do počtu článků nepočítá – např. řetěz 51 článků 08 B – 1 ČSN 02 3311.2.

4.1.2 Řetězová kola

Řetězová kola pro válečkové a pouzdrové řetězy jsou normalizována v ČSN 01 4811 (viz ST1), kde jsou i příslušné vzorce pro výpočet.

Tab. 12. Hnací řetězy

	Název a obrázek	Charakteristika a použití
Kloubové	*Ewartův – ČSN 02 3372*	Články z temperované litiny. Rozebírání článků pootočením o 90° (na obr. vpravo). Převod hlučný a málo přesný. Použití: pro malé rychlosti (do 1 m . s^{-1}) a pro F = 1 až 50 kN. – U dopravníků a zemědělských strojů
	Gallův – ČSN 02 3330	Pásnice jsou otočně uloženy na osazených čepech svorníků. Počet pásnic: 2 až 10. Použití: pro velká zatížení a malé rychlosti (do 0,5 m . s^{-1}). Ke zdvihání a přenosu břemen u kladkostrojů, jeřábů, nákladních výtahů apod.
	Pouzdrový jednořadý dvouřadý trojřadý	Princip pouzdrového řetězu je vysvětlen v *obr. 22a.* Použití: a) rychloběžný – ČSN 02 3321: pro střední (6 až 12 m . s^{-1}) a vyšší rychlosti (nad 12 m . s^{-1}), např. motorová vozidla, b) pomaluběžný – ČSN 02 3329: k přenosu velkých sil při malých obvodových rychlostech (max. do 3 m . s^{-1}), např. u zemědělských strojů a transportních zařízení. Vyrábí se pouze jako jednořadý.

Pokračování

	Název a obrázek	Charakteristika a použití
Kloubové	*Válečkový* jednořadý dvouřadý trojřadý	Princip válečkového řetězu je v *obr. 22b.* Použití: a) normální řetěz ČSN 02 3311: pro střední (6 až 12 m . s^{-1}) a vyšší rychlosti (nad 12 m . s^{-1}), např. motorová vozidla, b) řetěz s dlouhou roztečí ČSN 02 3315: pro nižší obvodové rychlosti (do 6 m . s^{-1}), např. zemědělské stroje. Jsou pouze jednořadé.
Zubové	*Zubový (Renoldův)* vnitřní vedení	Použití: pro nejvyšší namáhání a rychlosti (v olejové lázni až 30 m . s^{-1}); běží bezhlučně. Pro náhon rozvodu u spalovacích motorů. Těžší a dražší nežli kloubové řetězy. U nás zatím není normalizován.

Pokračování

Pokračování tab. 12

Název a obrázek		Charakteristika a použití
Lamelové	*Lamelový*	Skládá se z několika řad ocelových pásů, které jsou střídavě navlečeny na kalené čepy. Do pásů jsou vložena oválová pouzdra, v nichž jsou uloženy klínovité lamely s nosy na obou stranách. Použití: Pro řetězový variátor typu Z (PIV) (viz kap. 5), kde lamely zabírají svými nosy do radiálních drážek kuželových kotoučů.

Malé řetězové kolo (pastorek) má mít lichý počet zubů z_1, kdežto velké kolo sudý počet z_2, aby se celý řetěz opotřebovával rovnoměrně. Pro řetězy s válečky se počet zubů pastorku volí takto:

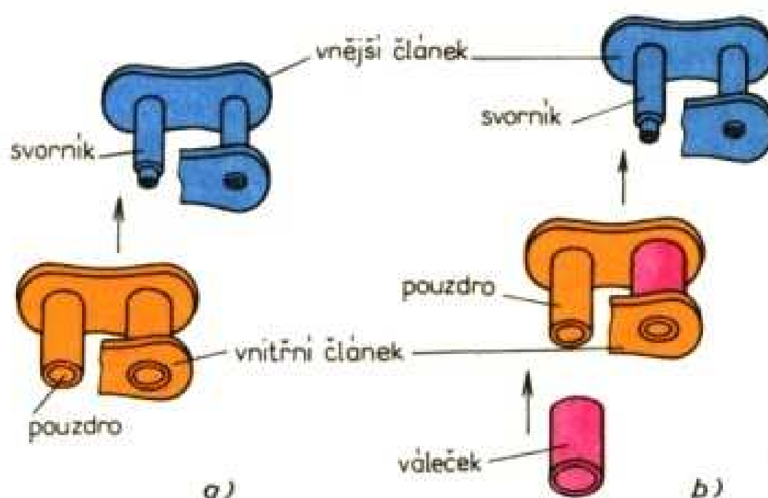
$z_1 \geqq 17$ u řetězů s roztečí $t \leqq 9{,}525$ mm,
$z_1 \geqq 19$ u řetězů s roztečí $t > 9{,}525$ mm,
$z_1 < 17$ jen výjimečně.

Konstrukční provedení řetězových kol je v *obr. 24*. Řetězové pastorky se vyrábějí z oceli 11 600 nebo 11 700, u motocyklů z cementační oceli 12 020. Velká řetězová kola se zhotovují nejčastěji z litiny nebo z oceli na odlitky.

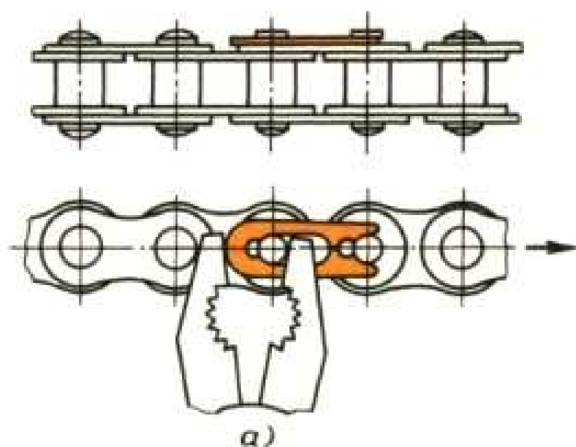
4.2 Základy teorie

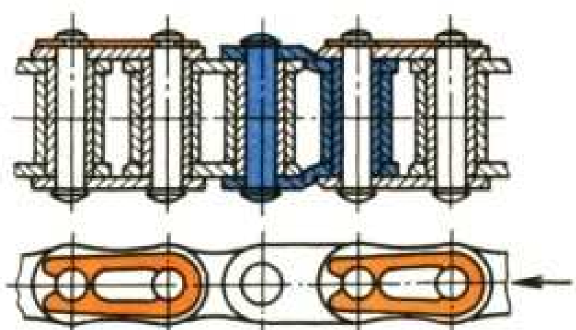
Převodové číslo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$



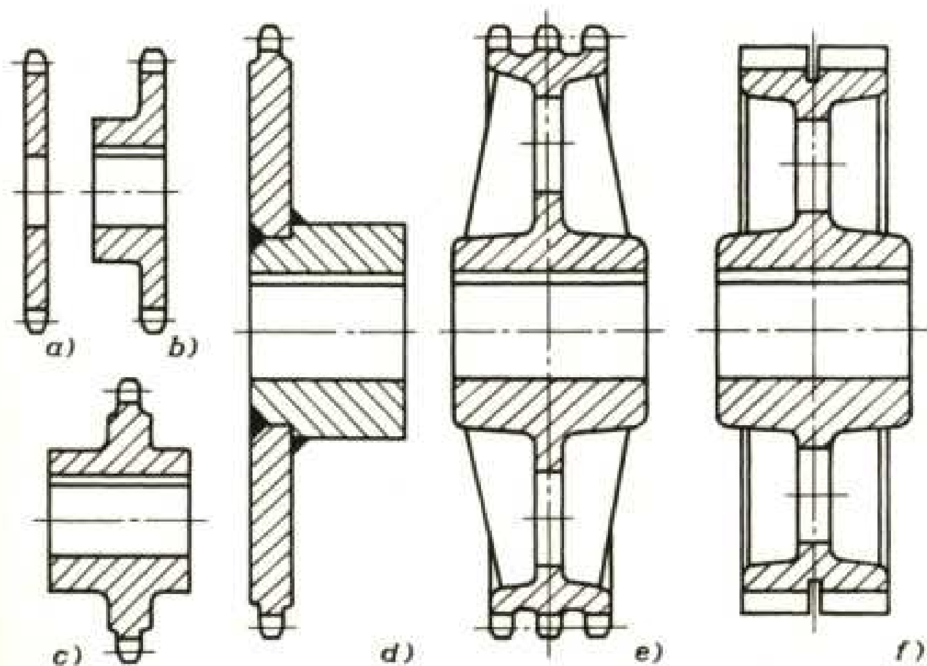
Obr. 22. Princip pouzdrového řetězu (*a*), válečkového řetězu (*b*)





Obr. 23. Spojení válečkového řetězu

a) spojovací článek vnější pro spojení řetězu se sudým počtem článků, *b*) spojovací křivený článek pro spojení řetězu s lichým počtem článků



Obr. 24. Konstrukční provedení řetězových kol

a) kolo ploché (kotoučové) – z plechu, *b*) kolo s jednostranným nábojem – lité nebo kované, *c*) kolo s oboustranným nábojem – lité nebo kované, *d*) kolo svařované, *e*) větší řetězové kolo pro třířadý řetěz – lité, *f*) řetězové kolo pro zubový řetěz s vnitřním vedením

Maximální převodové číslo bývá:

$i_{max} = 8$ u řetězů s roztečí $t \leq 9{,}525$ mm,
$i_{max} = 6$ u řetězů s roztečí $t > 9{,}525$ mm.

Vzdálenost os: $a = (30$ až $80)\,t$, nejvýhodnější $a = 40t$.

Rychlost řetězu:

$$v = \pi \,.\, D \,.\, n \,.$$

Protože $\pi \,.\, D = z \,.\, t$, je $v = z \,.\, t \,.\, n$.

Řetěz je namáhán celkovou tahovou silou:

$$F_t = F + F_C ,$$

kde $F = P/v$ je obvodová síla od přenášeného výkonu P,
$F_C = m' \,.\, v^2$ – obvodová síla způsobená odstředivou silou,
m' – hmotnost 1 m řetězu (ST1).

Při obvodových rychlostech $v < 5\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$ je vliv odstředivé síly zanedbatelný.

Účinnost správně voleného řetězového převodu je až 98,5 %. Značně však klesá se zmenšujícím se počtem zubů pastorku.

Dovolené zatížení převodových řetězů se určuje podle opotřebení v článcích a na něm závislého vytahání řetězu, které nemá přesáhnout v průměru 2 % při rovnoměrném opotřebení a vhodném počtu zubů. V každém případě se předpokládá možnost dalšího napnutí.

Na těchto teoretických základech a zkušenostech z praxe je založen praktický výpočet podle ČSN (platí pro válečkové a pouzdrové řetězy).

4.3 Výpočet řetězového převodu podle ČSN 01 4809

Poměrně složitý výpočet lze rozdělit na šest částí (*tab. 13*).

Příklad výpočtu

Pásový dopravník pro kusové zboží je poháněn elektromotorem s převodovkou o výkonu $P = 2{,}2$ kW a otáčkách $n_1 = 90\,\mathrm{min^{-1}} = 1{,}5\,\mathrm{s^{-1}}$ pomocí řetězového převodu. Otáčky hnacího bubnu dopravníku $n_2 = 30\,\mathrm{min^{-1}} = 0{,}5\,\mathrm{s^{-1}}$. Osová vzdálenost není konstrukcí omezena. Navrhněte a zkontrolujte řetěz a řetězová kola. (Postup výpočtu podle *tab. 13.*)

1. *Návrh řetězu:*

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1{,}5\,\mathrm{s^{-1}}}{0{,}5\,\mathrm{s^{-1}}} = 3 , \quad \text{volíme } z_1 = 19,$$

$$z_2 = i \,.\, z_1 = 3 \,.\, 19 = 57 ,$$

volíme předběžnou vzdálenost $a' = 40t$ (optimální).

Ze ST1 pro převod z elektromotoru na dopravník pro kusový materiál určíme tyto součinitele: $Y = 2$, výkonu $\varkappa = 0{,}73$, mazání $\mu = 1$ (pro výkon I, lehké, dokonalé mazání kapkami) a provedení $\varphi = 1$ (provedení A nebo B podle ČSN 02 3311).

Jmenovitý výkon:

$$P_j = \frac{P}{\varkappa \,.\, \mu \,.\, \varphi} = \frac{2{,}2\,\text{kW}}{0{,}73\,.\,1\,.\,1} = 3\,\text{kW}\,.$$

Délkový činitel podle ST1: $\varrho = 1$, protože volíme $a' = 40t$ není třeba počítat P'_j, činitel tření ST1: $\lambda = 0{,}73$.

Z diagramu v ST1 vyhovuje pro $P_j = 3\,\text{kW}$ a $n_1 = 90\,\text{min}^{-1}$ řetěz 16 B – 1 ČSN 02 3311.

Rozměry a hodnoty (ST1): $t = 25{,}40\,\text{mm}$, $S = 210\,\text{mm}^2$, $F_{Pt} = 65\,\text{kN}$, $m' = 2{,}75\,\text{kg}\,.\,\text{m}^{-1}$.

2. *Výpočet hlavních rozměrů řetězových kol:*

$$D_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{180°}{z_1}} = t\,.\,x_1 = 25{,}40\,\text{mm}\,.\,6{,}075\,5 = 154{,}32\,\text{mm}\,.$$

Součinitel x $(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ se volí podle počtu zubů z (ST1).

$$D_{t2} = t\,.\,x_2 = 25{,}40\,\text{mm}\,.\,18{,}152\,9 = 461{,}08\,\text{mm}\,.$$

3. *Kontrola řetězu:*

$$v = \pi\,.\,D_{t1}\,.\,n_1 = \pi\,.\,0{,}154\,32\,\text{m}\,.\,1{,}5\,\text{s}^{-1} = 0{,}727\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}\,.$$

F_C se neuvažuje, protože $v < 5\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$,

$$F = \frac{P}{v} = \frac{2{,}2\,.\,10^3\,\text{W}}{0{,}727\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}} = 3\,026\,\text{N} = F_t\,.$$

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_t} = \frac{65\,000\,\text{N}}{3\,026\,\text{N}} = 21{,}5 > 7\,, \quad \text{vyhovuje,}$$

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{F_t\,.\,Y} = \frac{k_s}{Y} = \frac{21{,}5}{2} = 10{,}7 > 5\,, \quad \text{vyhovuje.}$$

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{3\,026\,\text{N}}{210\,\text{mm}^2} = 15{,}3\,\text{MPa}\,,$$

ze ST1: $p = 27{,}6\,\text{MPa}$,
$p_D = p\,.\,\lambda = 27{,}6\,\text{MPa}\,.\,0{,}73 = 20{,}1\,\text{MPa}$,
$p_p < p_D$, vyhovuje.

4. *Počet článků a vzdálenost os:*

$$a' = 40t = 40\,.\,25{,}40\,\text{mm} = 1\,016\,\text{mm}\,,$$

$$X = 2\frac{a'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2}\right)^2 . \frac{t}{a'} =$$

$$= 2\,.\,\frac{1\,016\,\text{mm}}{25{,}40\,\text{mm}} + \frac{19 + 57}{2} + \left(\frac{57 - 19}{2}\right)^2 . \frac{25{,}40\,\text{mm}}{1\,016\,\text{mm}} = 118{,}9 \doteq$$

$\doteq 118$ (nejbližší sudý).

Skutečná vzdálenost os:

$$a = \frac{t}{8} \cdot [2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - K(z_2 - z_1)^2}] =$$

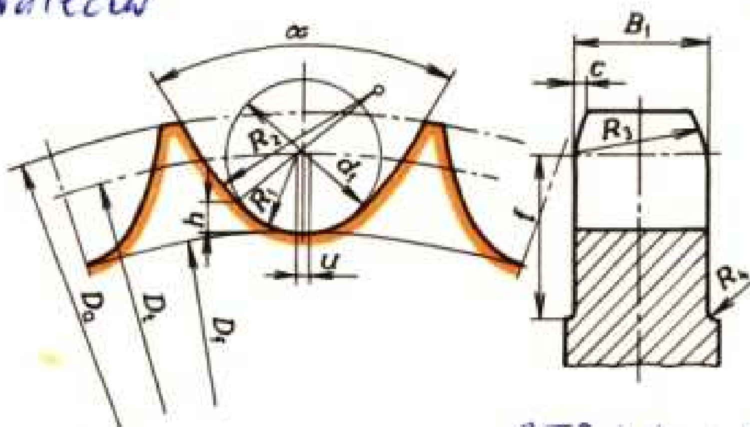
$$= \frac{25{,}4\ \text{mm}}{8} \cdot [2 \cdot 118 - 19 - 57 + \sqrt{(2 \cdot 118 - 19 - 57)^2 - 0{,}812\,1(57 - 19)^2}] =$$

$$= 1\,004\ \text{mm}\,,$$

ze ST1 pro $\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{118 - 19}{57 - 19} = 2{,}6 \Rightarrow K = 0{,}812\,1$.

5. *Předpis řetězu:*

Řetěz 117 článků 16 B – 1 ČSN 02 33112



Obr. 25. Rozměry řetězového kola

6. *Výpočet rozměrů řetězových kol podle ČSN 01 4811* (ST1) (*obr. 25*):

$d_1 = 17{,}02$ mm, $D_{t1} = 154{,}32$ mm, $D_{t2} = 461{,}08$ mm,
$D_{f1} = D_{t1} - d_1 = (154{,}32 - 17{,}02)$ mm $= 137{,}30$ mm,
$D_{f2} = D_{t2} - d_1 = (461{,}08 - 17{,}02)$ mm $= 444{,}06$ mm,
$D_{a1} = D_{t1} + 0{,}6d_1 = (154{,}32 + 0{,}6 \cdot 17{,}02)$ mm $= 164{,}53$ mm,
$D_{a2} = D_{t2} + 0{,}6d_1 = (461{,}08 + 0{,}6 \cdot 17{,}02)$ mm $= 471{,}29$ mm,
$\alpha_1 = 60°$, $\alpha_2 = 50°$,
$u = 0{,}02t = 0{,}02 \cdot 25{,}4$ mm $= 0{,}5$ mm,
$h = 0{,}18d_1 = 0{,}18 \cdot 17{,}02$ mm $= 3{,}06$ mm,
$R_1 = 0{,}503d_1 = 0{,}503 \cdot 17{,}02$ mm $= 8{,}56$ mm,
$R_2 = 1{,}3d_1 = 1{,}3 \cdot 17{,}02$ mm $= 22{,}13$ mm,
$R_3 = 25{,}53$ mm,
$B_1 = 15{,}32$ mm, $f = 17{,}80$ mm, $c = 2{,}00$ mm (ze ST1).
Drsnost povrchu $R_a = 6{,}3$.

Maximální dovolená obvodová házivost patní kružnice:

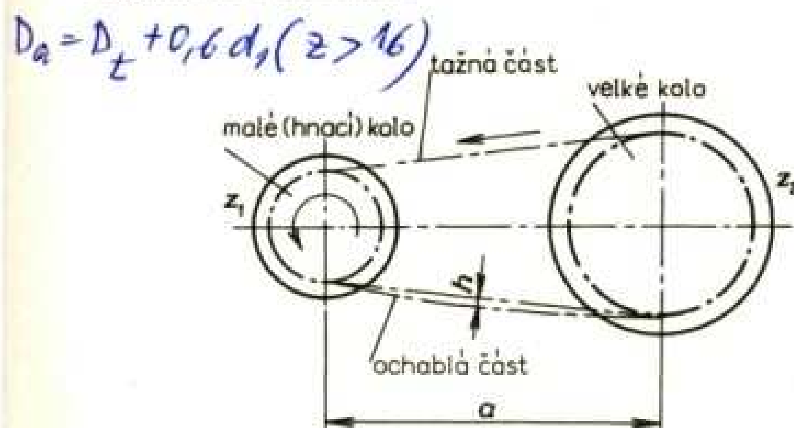
kolo *1*: $0{,}000\,7D_{f1} + 0{,}076$ mm $= 0{,}000\,7 \cdot 137{,}30$ mm $+ 0{,}076$ mm $= 0{,}172$ mm, volíme 0,15 mm,
kolo *2*: $0{,}000\,7 \cdot 444{,}06$ mm $+ 0{,}076$ mm $= 0{,}387$ mm, volíme 0,30 mm.

Maximální dovolená čelní házivost patní kružnice:
kolo *1*: $0{,}000\,9D_{f1} + 0{,}076$ mm $= 0{,}000\,9 \cdot 137{,}30$ mm $+ 0{,}076$ mm $= 0{,}200$ mm, volíme 0,20 mm,
kolo *2*: $0{,}000\,9 \cdot 444{,}06$ mm $+ 0{,}076$ mm $= 0{,}476$ mm, volíme 0,40 mm.

4.4 Montáž, provoz, údržba a opravy řetězových převodů

Montáž řetězového převodu se skládá z ustavení a namontování řetězových kol na hřídele, z navlečení řetězu a seřízení převodu. Aby řetěz správně nabíhal na zuby řetězových kol, kontroluje se rovnoběžnost hřídelů a vzájemné přesazení řetězových kol (možnost axiálního posuvu jednoho z kol).

Řetěz má být napnut tak, aby byl v ochablé části jistý průhyb (*obr. 26*). Napětí řetězu se dosáhne buď zvětšením vzdálenosti os (posunutím jednoho kola), nebo napínacími kladkami.



Obr. 26. Průhyb řetězu – $h_{min} = 0{,}01a$, nejčastěji $h = 0{,}02a$

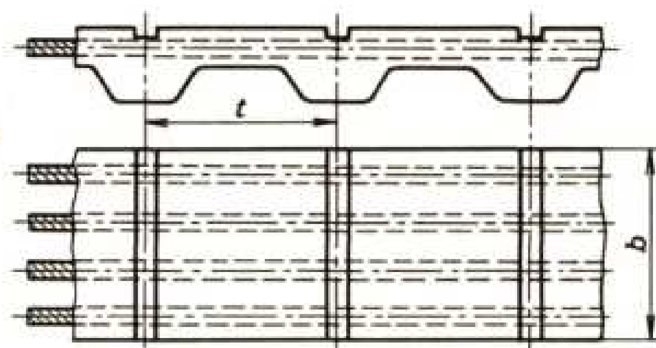
Údržba spočívá hlavně v zajištění dobrého a dostatečného mazání. Způsoby použitelného mazání jsou závislé zejména na rychlosti řetězu (viz ST1 tabulku pro činitele tření λ). Mazivo má být přiváděno na vnější stranu řetězu blíže hnacího kola. Kromě mazání je třeba řetěz chránit před prachem a nečistotou.

Asi po půlročním provozu je nutno řetěz vymýt v petroleji a pak namočit do horkého tuku. Použije-li se řetěz znovu, musí se nasadit stejnou vnitřní stranou a zachovat stejný smysl běhu řetězu. Jestliže se řetěz vymění, je vhodné vyměnit i řetězová kola, jinak nebudou kola a řetěz správně zabírat. Po provedení opravy je třeba opět namontovat všechna bezpečnostní zařízení, která jsou v podstatě stejná jako u řemenových převodů.

4.5 Převody ozubenými řemeny (*obr. 21c*)

Tyto převody slučují výhody řemenových a řetězových pohonů a používají se s úspěchem v poslední době např. u šicích a kancelářských strojů, i pro pohony rozvodových hřídelů u spalovacích motorů (Tatra 613). Dovolují rychlosti až 80 m . s^{-1}.

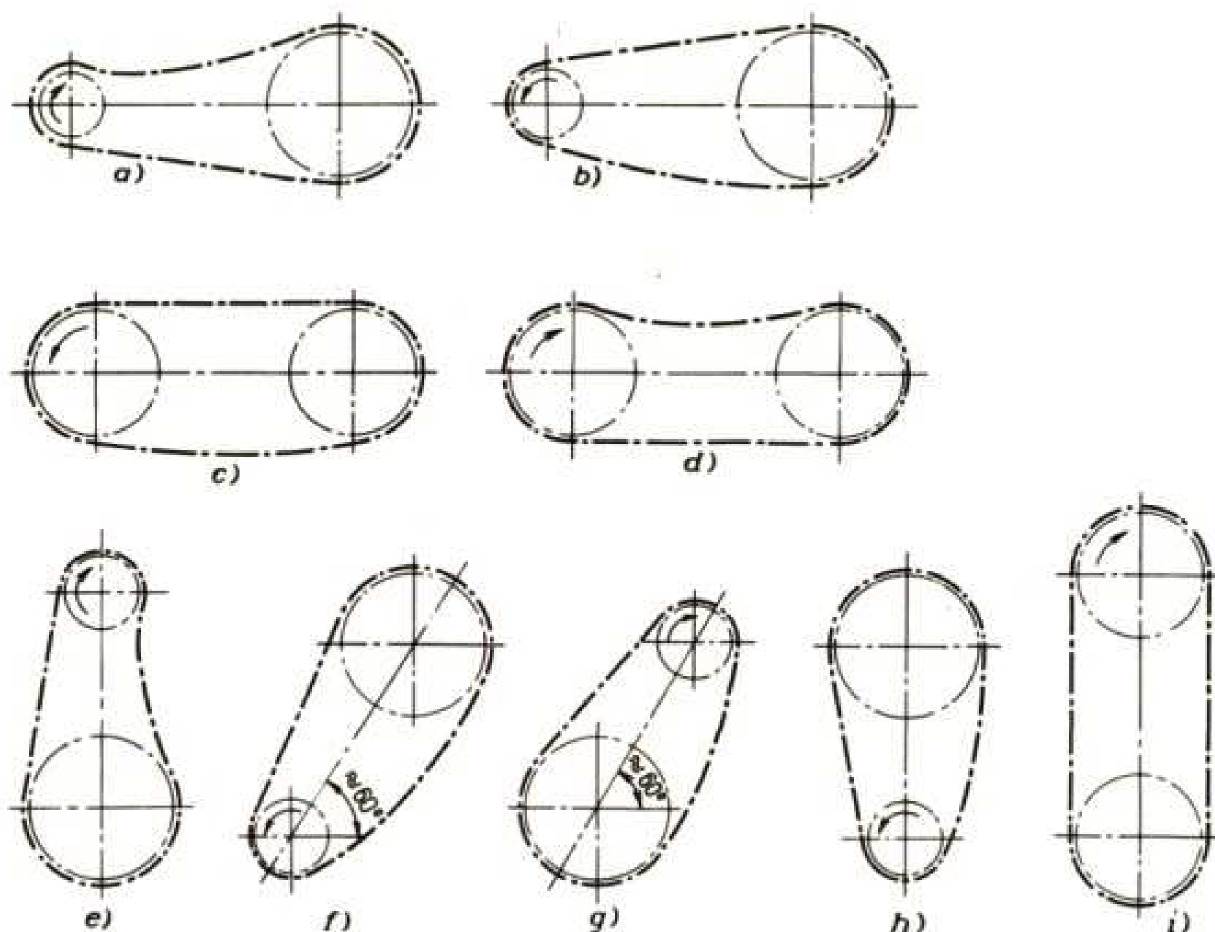
Tažným členem je zde plochý řemen s lichoběžníkovými zuby na vnitřní straně (*obr. 27*). Materiály jsou akrylonitrilový nebo polyuretanový kaučuk, popř. polyamid, které vzdorují chemikáliím, minerálním olejům a benzínu. Pro zvýšení pevnosti jsou v řemenu zalita ocelová lanka. Vyrábějí se v šířkách od 6 do 127 mm a v roztečích od 5,080 do 31,750 mm.



Obr. 27. Zubový řemen

Hnací a hnaná kola mají frézované ozubení nebo jsou vyrobena tlakovým litím ze zinkových nebo hliníkových slitin. Napínací kladky mají hladký povrch. Aby řemen stranově nespadával, mívá obvykle malé kolo okraje, velké kolo ne.

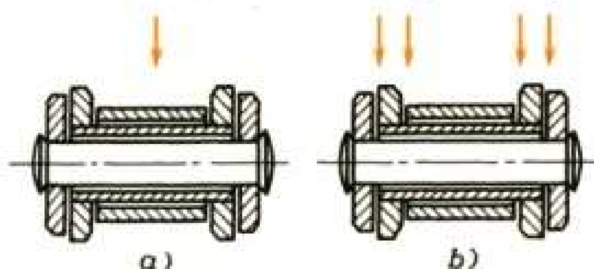
Rozměry řemenů a kol jsou udány ve standardech RVHP RS 4696 až 4698-74.



Obr. 28. Správné, méně příznivé a nevhodně řešené řetězové převody (šipkou je vyznačeno hnací kolo)

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Pro jaké parametry (P, v, a) se hodí řetězový převod? Uvažte, zda by byl řetězový převod vhodný pro náhon pístového kompresoru z příkladu výpočtu v kap. 3.3.4.
2. Na *obrázku 28* je nakresleno 9 případů uspořádání řetězových převodů. Ohodnoťte známkou 1 čtyři převody, které pokládáte za vhodné, známkou 2 tři převody méně vhodné a známkou 3 nevhodné uspořádání. Zdůvodněte své rozhodnutí.
3. Vysvětlete rozdíl mezi pouzdrovým a válečkovým řetězem. Vyhodnoťte tento rozdíl. Načrtněte články (vnější a vnitřní) těchto dvou řetězů.
4. V textu se doporučují liché a sudé hodnoty některých veličin řetězových převodů. Řekněte, jaký má pokud možno být: a) počet zubů hnacího kola, b) počet zubů hnaného kola, c) počet článků bezkoncového řetězu. Vysvětlete proč.
5. V *obrázku 29* jsou dvě možnosti přívodu oleje k článku řetězu. Určete, která z nich je správná a proč.



Obr. 29. Ukázka správného a špatného mazání válečkového řetězu

6. Pro pohon dopravníku sypkého materiálu je použito elektromotoru s převodovkou o výkonu $P = 0{,}15$ kW a $n_1 = 36\ \text{min}^{-1} = 0{,}6\ \text{s}^{-1}$. Převod je řetězem 08 B – 1 ČSN 02 3311 s převodovým poměrem $i = 3{,}18$. Vzdálenost os má být $a' = 530$ mm, průměr roztečné kružnice malého kola $D'_{t1} = 90$ mm. Vypočtěte:
   a) počet zubů z_1 (lichý) a skutečný průměr roztečné kružnice D_{t1} malého řetězového kola,
   b) otáčky n_2, počet zubů z_2 a průměr roztečné kružnice D_{t2} velkého řetězového kola,
   c) počet článků řetězu X a vzdálenost os a,
   d) rychlost řetězu v,
   e) zkontrolujte řetěz na pevnost a trvanlivost.
   [a) 23; 93,27 mm; b) 11,3 min^{-1}; 73; 295,20 mm; c) 134; 536,6 mm; d) 0,176 $\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$; e) $F_t = 852$ N řetěz vyhovuje, protože $k_s = 21{,}7$; $k_d = 10{,}7$; $p_p = 17\ \text{MPa} < p_D = 23\ \text{MPa}$]

5 PŘEVODY S PLYNULOU REGULACÍ OTÁČEK — VARIÁTORY

Jedním z požadavků hospodárného provozu různých zařízení je potřeba plynulé regulace otáček. K tomu účelu byla vyřešena celá řada mechanických, elektrických a hydraulických zařízení. Praxe však prokázala, že požadavky na hospodárný provoz, jednoduchost řešení, spolehlivý chod, lehkou ovladatelnost, vysokou účinnost, snadnou obsluhu, vysokou životnost a nízké pořizovací náklady nejlépe splňují variátory. Hlavní výhodou těchto převodů je, že lze měnit otáčky hnaného stroje i za chodu. Konstrukčně je možno variátory provést jako převody třecí (zejména v přístrojové technice), řemenové a řetězové.

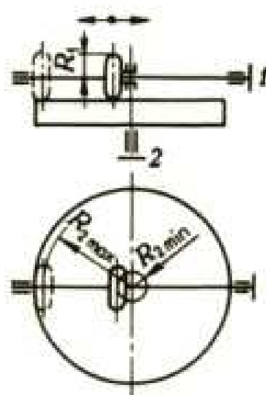
Nejdůležitější typy variátorů jsou v *tab. 14*.

Regulační rozsah otáček

a) *jednostupňový převod* (*obr. 30*)

$$R_1 = \text{konst}, \qquad R_2 = R_{2\,\min} \text{ až } R_{2\,\max}$$

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\,\max}} = \frac{R_{2\,\min}}{R_1}, \qquad i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\,\min}} = \frac{R_{2\,\max}}{R_1}.$$



Obr. 30. Regulační rozsah otáček jednostupňového třecího variátoru s čelními koly

Regulační rozsah:

$$r = \frac{i_{\min}}{i_{\max}} = \frac{n_{2\,\min}}{n_{2\,\max}} = \frac{R_{2\,\min}}{R_{2\,\max}}.$$

Tab. 14. Hlavní typy variátorů

Druh	Název a schéma	Charakteristické vlastnosti a použitelnost
Třecí	*s čelními třecími koly* a) b)	Nejjednodušší variátor. Pro výkony až do 5 kW. *1* – hnací kolo, *2* – hnané kolo, *3* – převodový mezičlen. a) Převod jednostupňový – regulační rozsah (viz str. 64) $r = 1:3$ až $1:4$. b) Převod dvoustupňový – $r = 1:8$ až $1:10$
	s kuželovými třecími koly a) b)	a) S vnitřním a vnějším kuželovým kolem. P do 100 kW, $r = 1:2$ až $1:5$. b) S dvěma páry osově posuvných kuželových kol a kalenou ocelovou obručí (převodový mezičlen). V závislosti na velikosti odebíraného momentu se samočinně mění síla zaklinování ocelové obruče do klínové drážky mezi koly, takže přítlačná síla se samočinně reguluje v závislosti na zatížení. P do 10 kW, $r = 1:6$ až $1:12$, $\eta = 0{,}7$ až $0{,}8$
	s třecími koly s kruhovými plochami a výkyvnými převodními kotouči a) b)	Složitá konstrukce. Pracná a drahá výroba. Účinnost η až 0,95. Regulační rozsah $r = 1:4$ až $1:8$

Pokračování

Druh	Název a schéma	Charakteristické vlastnosti a použitelnost
Třecí	*s kulovými třecími koly* 1, 2, 3, 4, n_1, n_2	Pro regulační rozsah r = 1 : 9 až 1 : 12, P = 10 kW, η = 0,76 až 0,92
	s diskovými třecími koly 1, 2	Vhodné pro přenos velkých výkonů do 800 kW při regulačním rozsahu r = 1 : 3 a do 300 kW při r = 1 : 4,5
Klínové	*s klínovými řemeny* 1, 2, $a \neq$ konst. a) b) c)	Jednoduchá konstrukce. Levné. Pro přenos výkonů do P = 50 kW, účinnost η = 0,8 až 0,9. Široký řemen. a) Jednostupňový převod: regulace změnou vzdálenosti os. Řemenice *1* je pevná, *2* stavitelná. $r \doteq$ 1 : 1,78, $a \neq$ konst. b) Dvoustupňový převod: polovina každé řemenice je pevná, druhá posuvná. Regulační rozsah r do 1 : 3,2; a = konst. c) Čtyřstupňový převod: nuceně přesuvné jsou vnější poloviny hnací a hnané řemenice, u předlohy jsou automaticky přesuvné vnitřní části řemenic, které jsou spojeny

Pokračování

Druh	Název a schéma	Charakteristické vlastnosti a použitelnost
Řetězové	*variátory řetězové*	Složitější a dražší než řemenové, ale trvanlivější. Pro P do 50 kW, η = 0,85 až 0,95, r = 1 : 3 až 1 : 4,5 až 1 : 6. Dva páry kuželových radiálně drážkovaných kotoučů axiálně přesouvatelných a nekonečný lamelový řetěz (viz kap. 4.1.1). Změna převodového poměru: jeden pár kotoučů se k sobě přitlačuje, druhý vázaně na prvním se oddaluje (dvoustupňový převod)
	variátory kombinované	Zpravidla řetězový variátor s předlohami ozubených kol (variátory Z – výrobce TOS Kuřim). Ve společné skříni bývá 1 předloha na vstupu a 1 až 3 předlohy na výstupu podle velikosti převodového poměru (značné snížení otáček). Poznámka. Variátory Z jsou výrobcem typizovány (viz firemní katalogy). TOS Kuřim je druhým největším výrobcem variátorů v Evropě. V zahraničí jsou podobné variátory označeny PIV (Positive infinitely variable = bez skluzu plynule měnitelný)

b) *dvoustupňový převod (obr. 31)*

$$i_{min} = \frac{n_1}{n_{2\,max}} = \frac{D_{p2\,min}}{D_{p1\,max}}, \qquad i_{max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}} = \frac{D_{p2\,max}}{D_{p1\,min}},$$

pro $D_{p1\,min} = D_{p2\,min} = D_{p\,min}$, $D_{p1\,max} = D_{p2\,max} = D_{p\,max}$ je regulační rozsah:

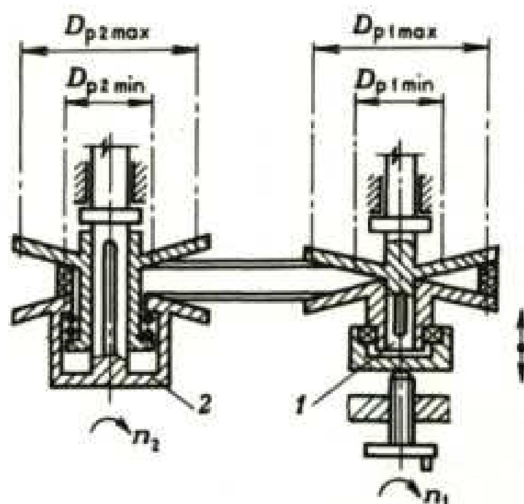
$$\mathrm{r} = \frac{i_{min}}{i_{max}} = \frac{n_{2\,min}}{n_{2\,max}} = \left(\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}\right)^2.$$

Například pro $D_{p\,max} = 200$ mm, $D_{p\,min} = 100$ mm, $n_{2\,min} = 100\ \mathrm{min}^{-1}$:

$$\mathrm{r} = \left(\frac{100}{200}\right)^2 = 1:4.$$

$$n_{2\,max} = \frac{1}{r} \cdot n_{2\,min} = 4 \,.\, 100 \text{ min}^{-1} = 400 \text{ min}^{-1},$$

$$n_1 = n_{2\,min} \cdot \frac{D_{p\,max}}{D_{p\,min}} = 100 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{200}{100} = 200 \text{ min}^{-1},$$



Obr. 31. Výpočet regulačního rozsahu dvoustupňového variátoru řemenového nebo řetězového

c) *čtyřstupňový převod (tab. 14)*

Pro $D_{p1} = D_{p2} = D_{p3} = D_{p4} = D_p$:

$$r = \frac{i_{min}}{i_{max}} = \frac{n_{2\,min}}{n_{2\,max}} = \left(\frac{D_{p\,min}}{D_{p\,max}}\right)^4.$$

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Porovnejte a technicko-ekonomicky vyhodnoťte variátory třecí, řemenové a řetězové.
2. Odvoďte výraz pro výše uvedený regulační rozsah čtyřstupňového variátoru.
3. Dvoustupňový řetězový variátor je poháněn elektromotorem o otáčkách $n_1 = 970 \text{ min}^{-1} \doteq 16{,}17 \text{ s}^{-1}$. Dvojice kuželových kol se dají přestavit tak, že výpočtové průměry jsou $D_{p\,max} = 250$ mm a $D_{p\,min} = 120$ mm. Vypočtěte:
   a) maximální a minimální převodový poměr a regulační rozsah,
   b) rozsah otáček hnaného hřídele.
   [a) 2,08; 0,48; 1 : 4,34; b) 466 až 2 021 min^{-1}]

6 KONTAKTNÍ PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM — PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Ozubený převod přenáší otáčivý pohyb a mechanickou energii z jednoho hřídele na druhý nuceně a bez skluzu. Používá se především pro převody se stálým převodovým poměrem a s malou osovou vzdáleností hřídelů.

Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivou funkcí, velkou životností, kompaktním uspořádáním a jednoduchou obsluhou.

Naopak výroba ozubených kol vyžaduje speciální nástroje a obráběcí stroje; chyby ve výrobě mohou být příčinou chvění a hluku stroje za provozu.

Dvě spoluzabírající ozubená kola tvoří soukolí (*tab. 15, 16*).

Podle tvaru křivek tvořících profily zubu (boční křivky) rozeznáváme ozubení:

1. evolventní,
2. cykloidní.

6.1 Základy teorie ozubení

6.1.1 Základní zákon ozubení

Hnací ozubené válcové kolo je správné, jestliže při stálé úhlové rychlosti udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost.

Na *obrázku 32* se křivky p_1 a p_2 boků dvou zubů dotýkají v bodě A. Má-li hnací kolo *1* úhlovou rychlost ω_1, pak je obvodová rychlost bodu A při otáčení kola *1* kolem středu O_1:

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 \,.$$

Uvažujeme-li jako střed otáčení bod O_2, má tentýž bod A, ale příslušný kolu 2, obvodovou rychlost:

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 \,.$$

Z podobnosti trojúhelníků:

$$\triangle O_1N_1A \sim \triangle ABC, \qquad \triangle O_2N_2A \sim \triangle ABD,$$

vychází vztah:

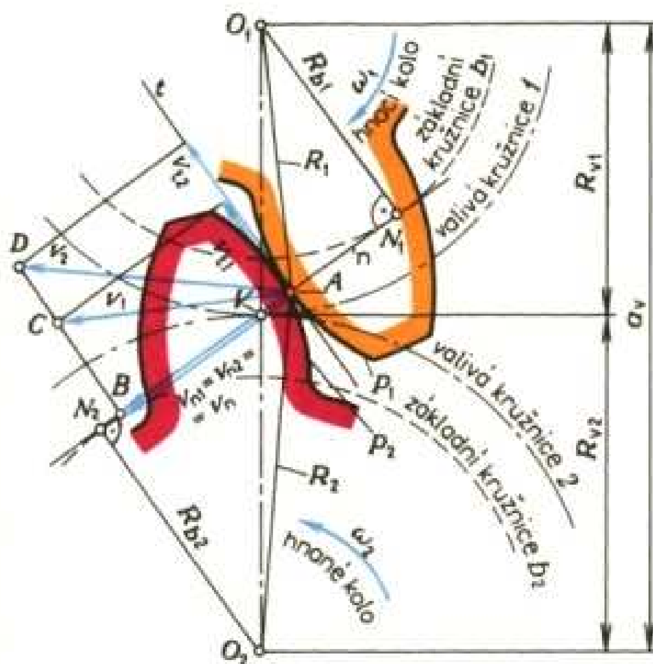
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = \text{konst.}$$

Tab. 15. Rozdělení soukolí podle vzájemného pohybu, podle vzájemné polohy os, tvaru kol a jejich zubů

Valivá soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se pouze valí	Šroubová soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se po sobě valí a současně posouvají
Čelní soukolí – osy rovnoběžné:	*Šroubová soukolí – osy mimoběžné:*
a) čelní soukolí s vnějším ozubením	
b) čelní soukolí s vnitřním ozubením	*Šneková soukolí – osy mimoběžné:*
	a) válcový šnek a globoidní šnekové kolo
c) čelní soukolí se zakřivenými zuby	b) globoidní šnek a globoidní šnekové kolo

Pokračování

Valivá soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se pouze valí	Šroubová soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se po sobě valí a současně posouvají
Kuželová soukolí – osy různoběžné: a) kuželová soukolí s přímými zuby b) kuželová soukolí se zakřivenými zuby	*Hypoidní soukolí – osy mimoběžné:* a) s přímými zuby b) se zakřivenými zuby



Obr. 32. Rychlostní poměry na ozubených kolech (základní zákon ozubení)

Tab. 16. Rozdělení soukolí podle tvaru boční křivky

Čelní kola	*Kuželová kola*
s přímými zuby	s přímými zuby
se stupňovitými zuby	se šikmými (tangenciálními) zuby
se šikmými zuby	se šípovými zuby
s dvojnásobně šikmými zuby	se spirálními zuby (logaritmická nebo Archimedova spirála)
se šípovými zuby	s paloidními zuby (přibl. evolventa – paloida) (ozubení Klingelnberg)

Pokračování

Čelní kola	*Kuželová kola*
s dvojnásobně šípovými zuby	s eloidními zuby (oblouk epicykloidy – eloida) (ozubení Oerlikon)
s kruhovými zuby	s kruhovými zuby (ozubení Gleason)

Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr zní:

Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem, jestliže jejich společná normála n procházející valivým bodem V dělí úsečku O_1O_2 v opačném poměru úhlových rychlostí obou kol.

6.1.2 Čára záběru

Podmínce konstantního převodového poměru vyhovují jen určité druhy křivek p_1 a p_2. Spoluzabírající profily, které mají tvar těchto křivek, nazýváme přiřazené profily. Při otáčení profilů kolem středů O_1 a O_2 se jednotlivé body profilů postupně dotýkají. *Geometrické místo dotyků obou profilů se nazývá čára záběru* (tvar podle křivky profilu zubů – viz dále).

6.1.3 Boční křivky

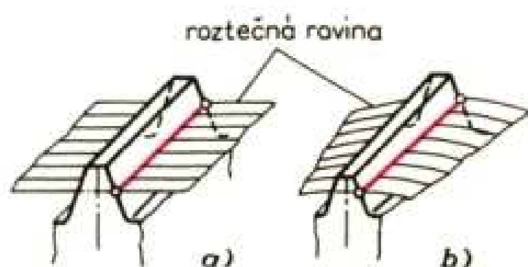
Roztřídění ozubení podle průběhu bočních křivek (čar) zubů je v ČSN 01 4602.

Boční křivka zubu je průsečnice:

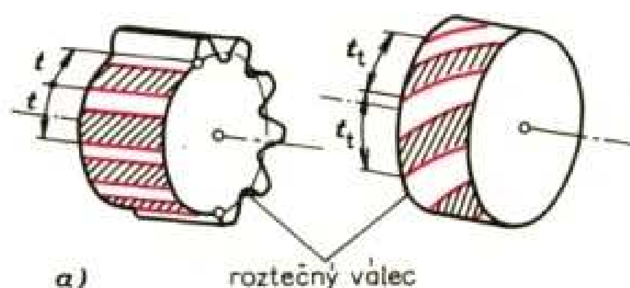
boku zubu hřebene (*obr. 33a*) nebo základního kola (*obr. 33b*) s roztečnou rovinou,

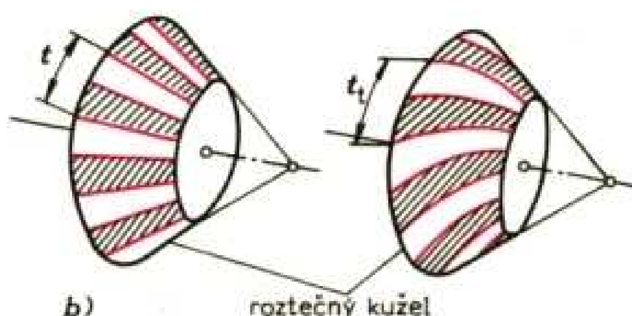
boku zubu kola s roztečným válcem (*obr. 34a*) nebo s roztečným kuželem (*obr. 34b*).

Tvary bočních čar zubů jsou v *tab. 16*.



Obr. 33. Boční křivka (čára) zubu
a) hřebenu, *b*) základního kola





Obr. 34. Boční křivka (čára) zubu
a) čelních kol, *b*) kuželových kol

6.2 Čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby

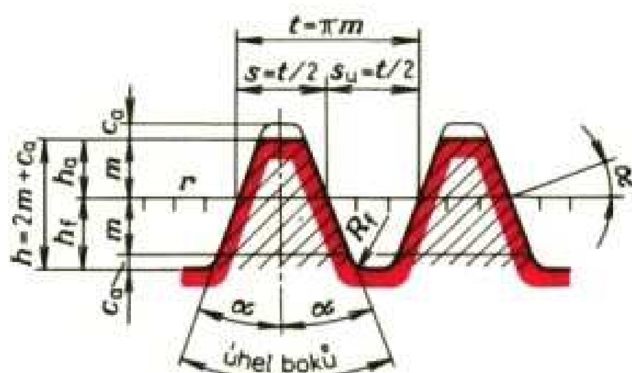
6.2.1 Ozubený hřeben — základní profil

Základní profil evolventního ozubení je řez ozubením základního hřebenu, který je vlastně ozubený segment kola o nekonečně velkém poloměru roztečné kružnice, která přejde v roztečnou přímku *r* (*obr. 35*).

Geometrický tvar základního profilu (*profil Z*) je normalizován (ČSN 01 4607). Vzhledem ke geometrické podobnosti profilů *Z* je možno je sestavit v řadu, jejíž každý člen je určen jedinou číselnou hodnotou – modulem (ČSN 01 4608 a ST).

6.2.2 Konstrukce ozubení kol N

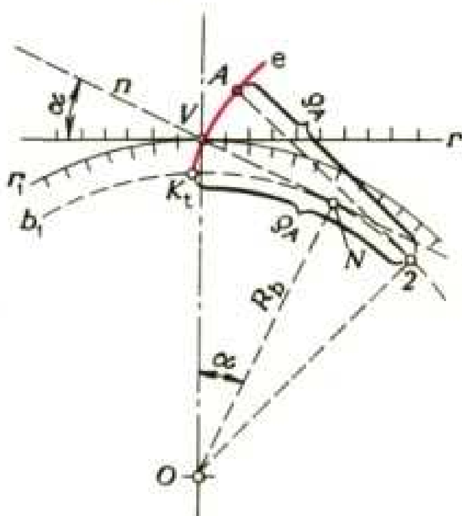
Evolventu *e* (*obr. 36*) vytvoří bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod přímky *n*, valící se po základní kružnici b_1. Střed křivosti je v bodě dotyku normály a základní kružnice. Evolventa začíná teoreticky na základní kružnici (bod K_t), a to *radiálně*.



Obr. 35. Základní profil evolventního ozubení

Profil Z má v rozsahu $\pm m$ od roztečné přímky průběh přímkový;
rozteč t – základní rozměr profilu Z,
tloušťka zubu s = šířka zubní mezery
$s_u = t/2$ (měřeno na roztečné přímce),
úhel záběru $\alpha = 20°$ (ČSN), dříve též 15°,

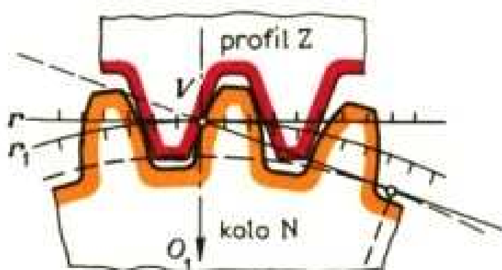
výška hlavy zubu $h_a = m$,
výška paty zubu $h_f = m + c_a$,
výška zubu $h = h_a + h_f = 2m + c_a$,
hlavová vůle $c_a = 0{,}25m$,
výjimečně $c_a = (0{,}17 \text{ až } 0{,}3) \,.\, m$,
zaoblení paty zubu $R_{f\,max} = 0{,}4m$



Obr. 36. Konstrukce evolventy

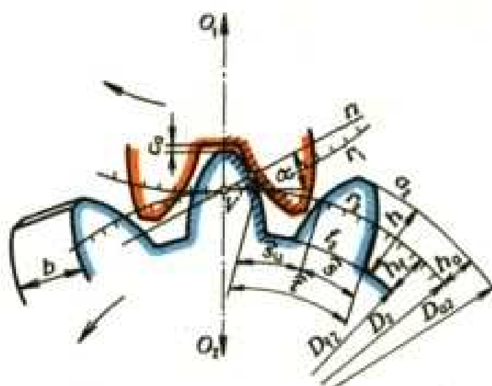
Čára záběru evolventních zubů je přímka, ztotožňující se s přímkou n v její základní poloze a jdoucí bodem V. Úhel záběru je stálý. (Sestrojení evolventy jdoucí bodem V se základní kružnicí b – viz technické kreslení.) Rozměry a názvosloví běžného (normálního) ozubení jsou v *tab. 17*. Délkové rozměry jsou vždy určitým násobkem modulu.

Kola N (normální) mají evolventní ozubení, které vytvoří základní profil Z, když se jeho roztečná přímka r odvaluje po roztečné kružnici r_1 kola (*obr. 37*).



Obr. 37. Kolo N (s nekorigovaným ozubením)

Tab. 17. Běžné ozubení Rozměry v mm



Název		Vzorec
počet zubů	DR [1]	z_1, z_2, (index 1 – hnací, 2 – hnané)
modul – modul nástroje	DR	$m = m_n$
úhel záběru	DR	$\alpha = 20°$
převodové číslo		$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$
výška hlavy zubu		$h_a = m$
výška paty zubu		$h_f = m + c_a = 1{,}25m$
hlavová vůle		$c_a = 0{,}25m$
výška zubu		$h = h_a + h_f = 2{,}25m$
průměr roztečné kružnice	DR	$D = z \,.\, m$
průměr hlavové kružnice	K [2]	$D_a = D + 2h_a = D + 2m$
průměr patní kružnice		$D_f = D - 2h_f = D - 2{,}5m$
rozteč		$\hat{t} = \pi \,.\, m$
tloušťka zubu		$\hat{s} = \frac{\hat{t}}{2} = \frac{\pi \,.\, m}{2}$
šířka zubní mezery		$\hat{s}_u = \frac{\hat{t}}{2} = \frac{\pi \,.\, m}{2}$
šířka ozubení	K [2]	$b = \psi_m \,.\, m, \quad \psi_m = 10$ až 30
vzdálenost os O_1O_2	DR	$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \,.\, m$

[1]) DR – hodnota se uvádí v doplňkovém razítku.
[2]) K – rozměr se kótuje na výrobním výkresu.

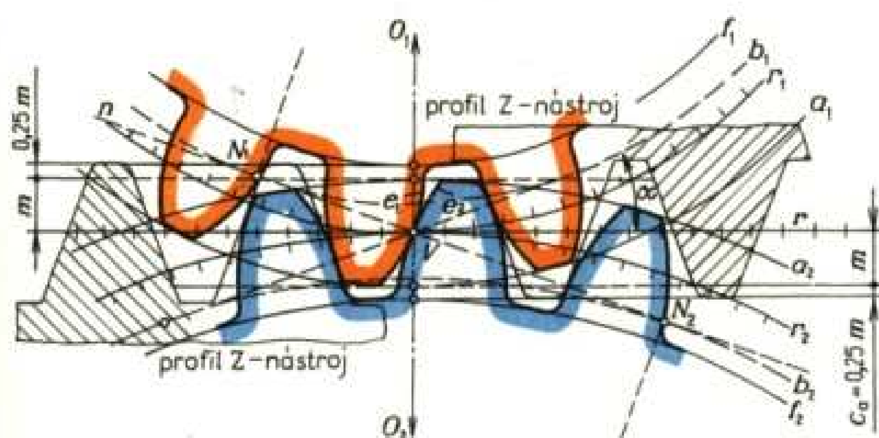
Použití normálního ozubení je omezeno:

a) minimálním počtem zubů, při kterém nenastane zeslabení paty zubů podříznutím nástrojem,

b) menší únosností zubů pastorku v ohybu, jejichž průřez se zmenšuje s klesajícím počtem zubů,

c) velkými tlaky mezi zuby a velkými skluzy na patě zubů pastorku, způsobenými relativně malými poloměry křivosti pracovní části evolventy.

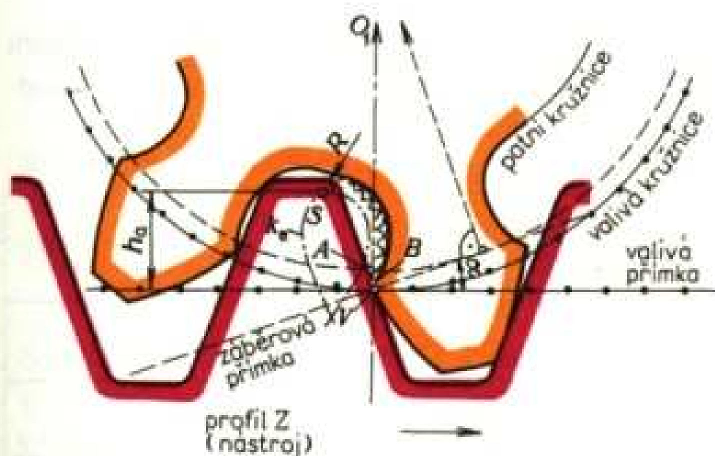
Soukolí N vzniknou sdružováním kol N ve spoluzabírající pár se společným základním profilem, tj. obě kola mají ozubení téhož modulu a úhlu záběru. Roztečné kružnice jsou shodné s valivými. Roztečná přímka r základního hřebenu (nástroje) se dotýká roztečné kružnice kola r_1, popř. r_2 v bodě V (*obr. 38*).



Obr. 38. Soukolí N

6.2.3 Podřezání a mezní počet zubů

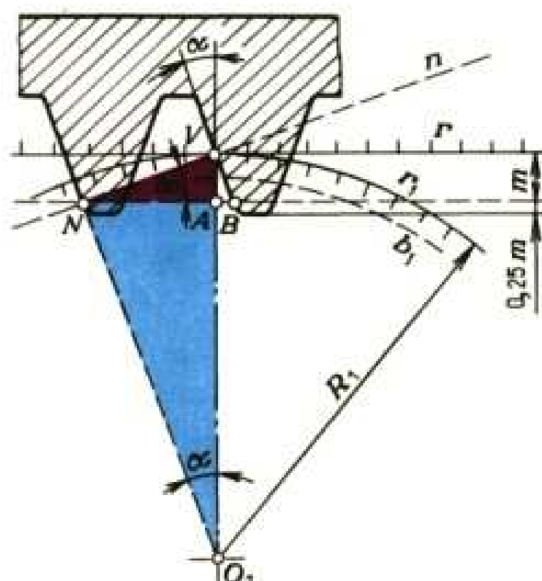
Na *obrázku 39* jsou záběrové poměry ozubené tyče jako nástroje s ozubeným kolem o malém počtu zubů, kdy zaoblení hlavy zubu nástroje již podřezává patu zubu kola. Konstrukce patní křivky se získá z relativního pohybu valivé přímky nástroje odvalující se na valivé kružnici ozubeného kola. Podříznutí zubů kola se projevuje nepříznivě zeslabením paty zubů při namáhání na ohyb.



Obr. 39. Vznik podřezání zubů h_a – normální výška hlavy nástroje až k zaoblení, $\widehat{AB}$ – nástrojem odříznutá část evolventy při výrobě zubu. Prodloužená evolventa k_e je relativní dráha opsaná středem S kružnice zaoblení ozubené tyče. Kruhové obloučky o poloměru R opsané z k_e vytvářejí jako ekvidistantu patní křivku

Mezní počet zubů (obr. 40)

U normálních kol se dosáhne hranice nepodřezaného zubu v mezním případě, který nastává při teoretickém mezním počtu zubů z_t. V tomto případě je totiž okrajový bod záběrové čáry N právě na výši koncového bodu B přímkového ostří nože, který je ve vzdálenosti m pod roztečnou přímkou.



Obr. 40. Poměry u mezního kola

$OV = R_1 = \frac{z_t \cdot m}{2}$,

$z \triangle ONV \Rightarrow NV = R_1 \sin\alpha = \frac{z_t \cdot m}{2} \cdot \sin\alpha$,

$z \triangle NAV \Rightarrow NV = \frac{m}{\sin\alpha}$,

po úpravě rovnic je $z_t = \frac{2}{\sin^2\alpha}$

Podle *obrázku 40* je teoretický mezní počet zubů:

$$z_t = \frac{2}{\sin^2\alpha}.$$

Připustíme-li nepatrné podřezání zubu, které není na závadu, pak můžeme použít praktický mezní počet zubů:

$$z_p = \tfrac{5}{6} z_t .$$

Mezní počty zubů pro různé úhly záběru jsou v *tab. 18.*

6.2.4 Posunutí profilu

Nedostatky běžného ozubení se dají odstranit nebo alespoň zmírnit vhodnými korekcemi profilu zubů. Účelem korekcí je hlavně zlepšit záběrové a pevnostní pod-

Tab. 18. Mezní počet zubů

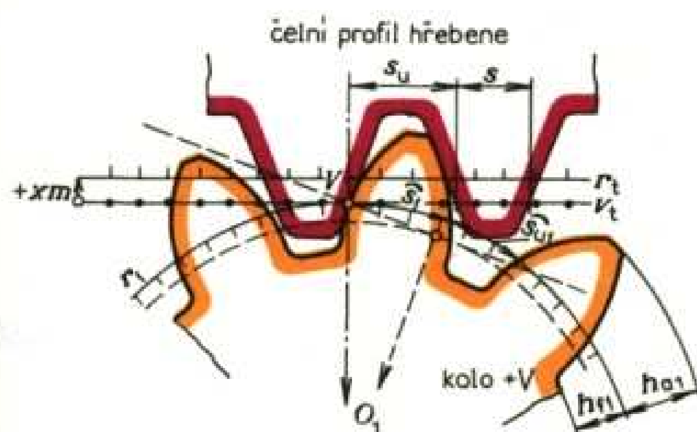
Úhel záběru	Teoretický mezní počet zubů	Praktický mezní počet zubů	Počet zubů pro strojní pohon
$\alpha = \mathbf{20°}$	$z_{t(20°)} = \mathbf{17}$	$z_{p(20°)} = \mathbf{14}$	$z \geqq 16$
$\alpha = 15°$	$z_{t(15°)} = 30$	$z_{p(15°)} = 25$	

mínky ozubení. Korigovaný profil ozubení se získá změnou úhlu záběru nebo výšky zubu či posunutím základního profilu, což je nejobvyklejší způsob korekce u evolventního ozubení.

Roztečnou přímku základního profilu lze totiž posunout o určitou vzdálenost na vnější či vnitřní stranu roztečné kružnice kola. Velikost posunutí vyjadřujeme součinem $x \,.\, m$, kde x je *jednotkové posunutí* (pro modul = 1) a m je modul nástroje. Posunutím základního profilu se mění profil a rozměry zubu kola, ale nemění se základní kružnice a evolventa. U tohoto korigovaného ozubení platí:

$$h_a \neq m\,, \qquad h_f \neq 1{,}25\,\mathrm{m}\,, \qquad s \neq \tfrac{1}{2}\pi \,.\, m \neq s_u$$

Posunutí základního profilu je buď kladné, tj. od středu kola, nebo záporné, tj. do středu kola. Dostáváme tak ozubená kola s korigovaným ozubením: kola s kladným posunutím profilu – *kola* +V (*obr. 41*) a kola se záporným posunutím – *kola* –V (*obr. 42*).



Obr. 41. Kolo +V (korigované kladným posunutím základního profilu – od středu kola)

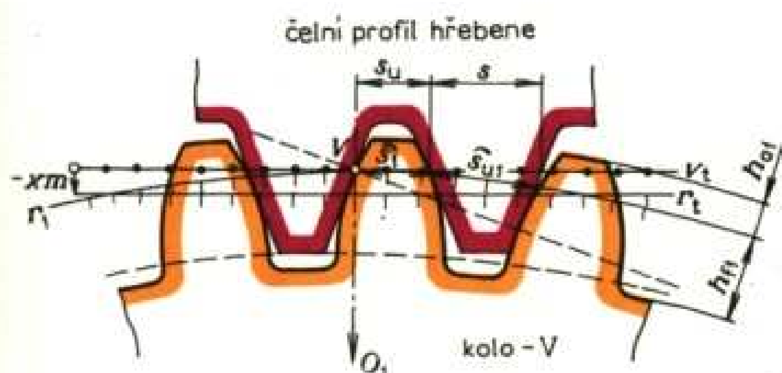
$\widehat{s_1} = s_u = t/2 + 2x_1 \,.\, m \,.\, \mathrm{tg}\,\alpha\,,$

$\widehat{s_{u1}} = s = t/2 - 2x_1 \,.\, m \,.\, \mathrm{tg}\,\alpha\,,$

$h_{a1} = m + x_1 \,.\, m\,,$

$h_{f1} = m + c_a - x_1 \,.\, m\,,$

$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2m + c_a$



Obr. 42. Kolo –V (korigované záporným posunutím základního profilu – do středu kola)

$\widehat{s_1} = s_u = t/2 - 2x_1 \,.\, m \,.\, \mathrm{tg}\,\alpha\,,$

$\widehat{s_{u1}} = s = t/2 + 2x_1 \,.\, m \,.\, \mathrm{tg}\,\alpha\,,$

$h_{a1} = m - x_1 \,.\, m\,,$

$h_{f1} = m + c_a + x_1 \,.\, m\,,$

$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2m + c_a$

Sdružením kol N, +V a –V mohou vzniknout soukolí N, VN a V (*tab. 19*).

6.2.5 Nejmenší korekce a nejvýhodnější korekce podle Merritta (podle ČSN). Korekce osové vzdálenosti

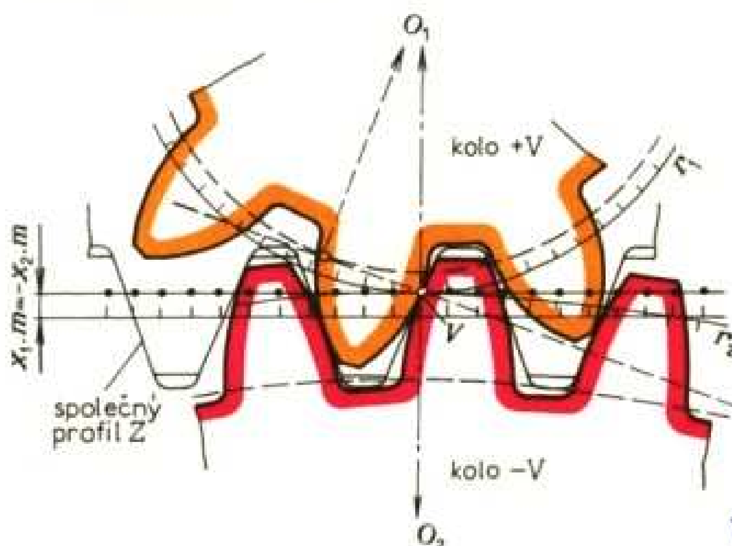
Soukolí s nejmenší korekcí lze použít za podmínek uvedených v *tab. 19* u soukolí s malou trvanlivostí a s malou obvodovou rychlostí (např. u převodů zdvihadel s ručním pohonem).

V ČSN 01 4186 je provedena korekce podle britské normy BS 436 (podle Merritta). Tato metoda stanoví závislost výšky hlavy zubu na modulu a počtu zubů sdružených kol, aby se vyloučilo podříznutí paty zubů pastorku s malým počtem zubů, zajistilo správné evolventní odvalování, zvětšila únosnost ozubení.

Doporučená výška

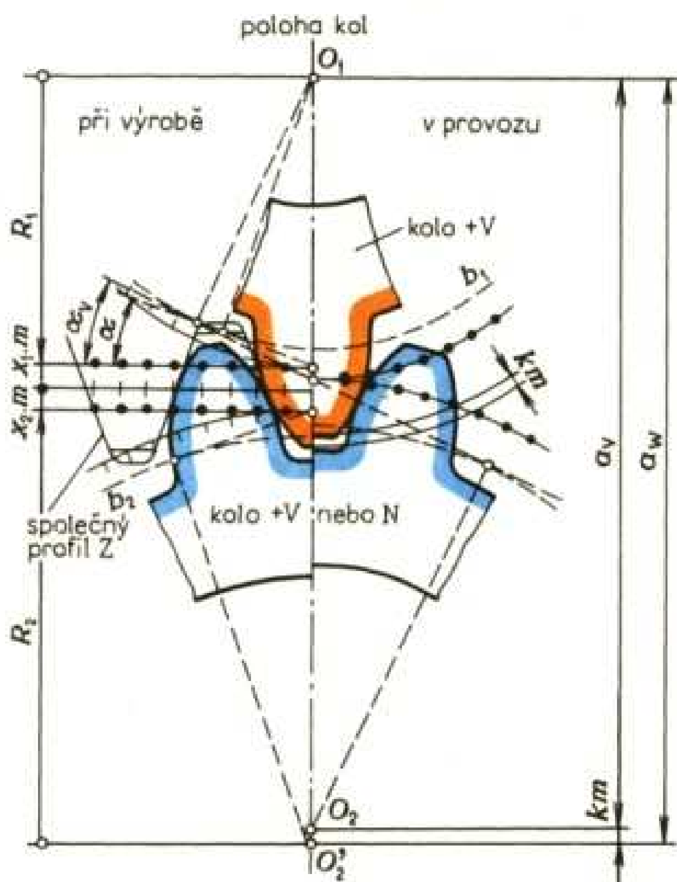
hlavy zubů pastorku $h_{a1} = m.(1 + x_1)$,
hlavy zubů kola $h_{a2} = m.(1 + x_2)$,

potřebná posunutí x jsou v *tab. 19.*



Obr. 43. Soukolí VN s vyrovnanou korekcí (bez změny vzdálenosti os)

VN – bez změny osové vzdálenosti



Soukolí V – posunutí osové vzdál.

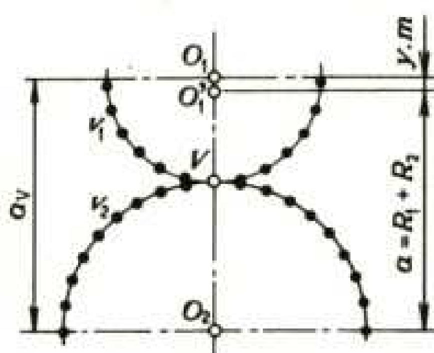
Obr. 44. Soukolí V s kladnou korekcí (se změnou vzdálenosti os). Posunutí kol V v provozu proti vzdálenosti os při výrobě

Tab. 19. Přehled soukolí podle korekcí

Číslo	Kolo	Označení	Počet zubů		Posunutí		Vzdálenost os	Označení soukolí
			nejmenší korekce	Merritt	nejmenší korekce	Merritt		
1.	malé	N	$z_1 \geqq 14$	$z_1 \geqq 30$	$x \cdot m = 0$	$x \cdot m = 0$	$a = m \dfrac{z_1 + z_2}{2}$, nemění se	N
	velké	N	$z_2 \geqq 14$	$z_2 \geqq 30$	$x \cdot m = 0$	$x \cdot m = 0$		
2.	malé	+V	$z_1 < 14$	$z_1 < 30$	$+x_1 \cdot m$	$+x_1 \cdot m$	$a = m \dfrac{z_1 + z_2}{2}$, nemění se	VN (*obr. 43*)
	velké	−V	$z_2 \geqq 14$		$-x_1 \cdot m$	$-x_1 \cdot m$		
			$z_1 + z_2 \geqq 28$	$z_1 + z_2 \geqq 60$	$x_1 = \dfrac{14 - z_1}{17}$	$x_1 = 0{,}4\left(1 - \dfrac{z_1}{z_2}\right)$ $x_1 = 0{,}02(30 - z_1)$		
3.	malé	+V	$z_1 < 14$	$z_1 < 30$	$+x_1 \cdot m$	$+x_1 \cdot m$	provozní valivá vzdálenost os $a_v = a + y \cdot m =$ $= a + (x_1 + x_2) m -$ $- k \cdot m$ (*obr. 45*)	V (*obr. 44*)
	velké	N	$z_2 \geqq 14$	$z_2 \geqq 30$	$x_2 \cdot m = 0$	$x_2 \cdot m = 0$		
	velké	+V	$z_2 < 14$	$z_2 < 30$	$+x_2 \cdot m$	$+x_2 \cdot m$		
			$z_1 + z_2 < 28$	$z_1 + z_2 < 60$	$x = \dfrac{14 - z_1}{17}$	$x = 0{,}02(30 - z)$		

Tato korekce se použije u soukolí, která mají mít nejvýhodnější vlastnosti (tloušťky pat zubů obou kol jsou větší a pracovní části evolvent plošší), soukolí má velkou trvanlivost, zuby jsou pevnější, otlačení a vzájemný skluz mezi zuby je menší (boky se méně a rovnoměrněji opotřebovávají), mají větší účinnost a tichý chod.

Korekci osové vzdálenosti lze provést soukolím V. Tato korekce se použije, mají-li se zlepšit záběrové a pevnostní podmínky pro dané převodové číslo a pro danou vzdálenost os a_v, nebo má-li se při daném převodovém čísle a modulu osová vzdálenost a změnit.



Obr. 45. Změna vzdálenosti os a_v soukolí V proti vzdálenosti os a soukolí N

Korigovaná soukolí mají provozní vzdálenost os a_v, která je odlišná od teoretické vzdálenosti a vypočítané z počtu zubů a modulu (*obr. 45*):

$$a_v = a + y \,.\, m \,,$$

čili vzdálenost os a se zvětší o tzv. posunutí os

$$y \,.\, m = a_v - a \,.$$

Při výrobě mají jednotlivá kola výrobní valivou vzdálenost a_w, odlišnou od vzdálenosti a nebo a_v. Abychom ze vzdálenosti a_w přešli na vzdálenost a_v, tj. aby kola správně zabírala, musí se a_w zmenšit o hodnotu posunutí kol (*obr. 44*):

$$k \,.\, m = R_1 + R_2 + (x_1 + x_2)\, m - a_v \,.$$

Jednotkové posunutí kol (pro $m = 1$) je:

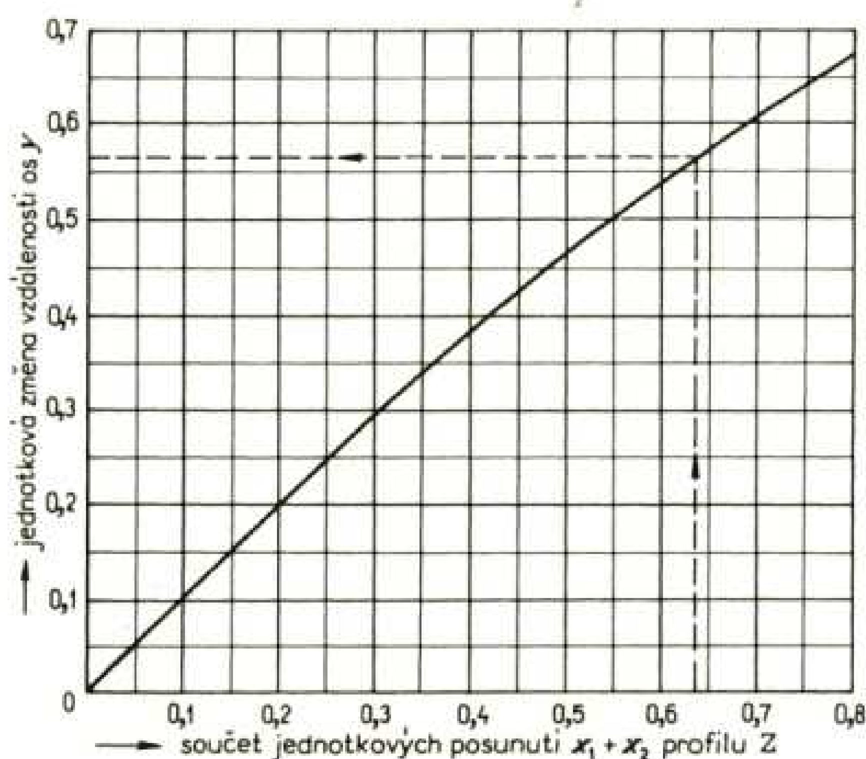
$$k = (x_1 + x_2) - y \,.$$

Hodnota y se vypočte nebo stanoví z diagramu (*obr. 46*), z ní vypočteme k, které je nutné pro stanovení hlavových průměrů kol.

Výpočet rozměrů soukolí VN a V je v *tab. 20, 21, 22.*

6.2.6 Délka záběru, míra přes zuby, boční vůle

Délka záběru. Plynulost převodu uskutečněného záběrem zubů vyžaduje, aby nejpozději při výstupu jednoho páru profilů ze záběru druhý pár profilů do záběru vstoupil. Splnění podmínky nepřetržitosti záběru kol kontrolujeme pomocí tzv. *trvání záběru* (obr. 47).



Obr. 46. Diagram pro určení jednotkové změny vzdálenosti os y

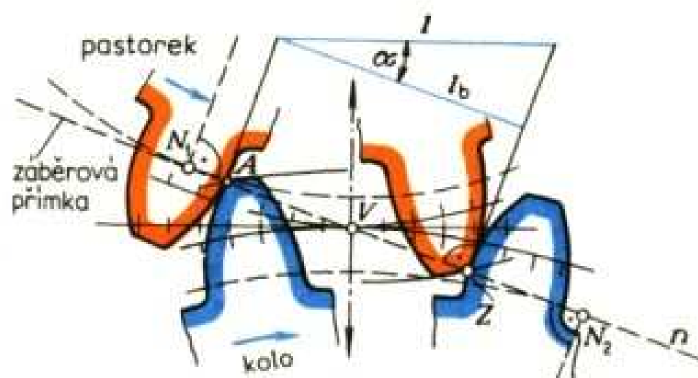
Geometrické místo bodů dotyku spoluzabírajících profilů dvou zubů tvoří záběrová přímka n. Začátek záběru je v bodě dotyku A paty zubu hnacího kola (pastorku) s hlavou zubu hnaného kola, ležící na záběrové přímce. Koncem záběru je bod dotyku Z hlavy zubu hnacího kola (pastorku) s patou zubu hnaného kola, ležící na záběrové přímce.

Délka záběrové úsečky je vzdálenost mezi počátkem a koncem skutečného dotyku spoluzabírajících profilů dvou zubů: $l_b = AZ$.

Délka záběru l je délka záběrové úsečky, měřená na přímce kolmé ke střednici:

$$l = \frac{l_b}{\cos \alpha} \text{ u soukolí N, VN,}$$

$$l = \frac{l_b}{\cos \alpha_v} \text{ u soukolí V.}$$



Obr. 47. Délka záběru (záběrové úsečky)

Tab. 20. Výpočet rozměrů čelního korigovaného soukolí VN s přímými zuby (ČSN 01 4602). Korekce podle Merritta (ČSN)

Název		Označení	Vzorce	
			Pastorek +V	Kolo −V
Počet zubů DR [1])	dáno	z	z_1	z_2
Modul DR	dáno	m	m	
Úhel záběru nástroje DR	ČSN 01 4607	α	$\alpha = 20°$	
Jednotkové posunutí základního profilu DR		x	$x_1 = 0{,}02(30 - z_1)$ $x_1 = 0{,}4\left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right)$	(volíme pro x_1 hodnotu větší z obou) $x_2 = -x_1$
Posunutí základního profilu DR		$x \,.\, m$	$x_1 \,.\, m$	$x_2 \,.\, m = -x_1 \,.\, m$
Průměr roztečné kružnice DR		D	$D_1 = z_1 \,.\, m$	$D_2 = z_2 \,.\, m$
Výška hlavy zubu		h_a	$h_{a1} = m + x_1 \,.\, m$	$h_{a2} = m - x_1 \,.\, m$
Výška paty zubu		h_f	$h_{f1} = m - x_1 \,.\, m + c_a$	$h_{f2} = m + x_1 \,.\, m + c_a$
Hlavová vůle zubů		c_a	$c_a = 0{,}25m$	
Výška zubu		h	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2}$
Průměr hlavové kružnice K [2])		D_a	$D_{a1} = D_1 + 2h_{a1}$	$D_{a2} = D_2 + 2h_{a2}$
Průměr patní kružnice		D_f	$D_{f1} = D_1 - 2h_{f1}$	$D_{f2} = D_2 - 2h_{f2}$
Průměr základní kružnice		D_b	$D_{b1} = D_1 \,.\, \cos\alpha$	$D_{b2} = D_2 \,.\, \cos\alpha$
Rozteč		t	$t = \pi \,.\, m$	
Základní rozteč		t_b	$t_b = t \,.\, \cos\alpha$	
Tloušťka zubu na roztečné kružnici		$\check{s}$	$\check{s}_1 = \frac{t}{2} + 2x_1 \,.\, m \,.\, \mathrm{tg}\,\alpha$	$\check{s}_2 = \frac{t}{2} - 2x_1 \,.\, m \,.\, \mathrm{tg}\,\alpha$
Vzdálenost os		a	$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \,.\, m$	

[1]) DR – hodnota se uvádí v doplňkovém razítku. [2]) K – rozměr se kótuje na výrobním výkresu.

Tab. 21. Výpočet rozměrů čelního korigovaného soukolí *V* s přímými zuby (ČSN 01 4602)

Název		Označení	Vzorce	
			Pastorek +V	Kolo +V
Počet zubů DR[1]	dáno	z	z_1	z_2
Modul DR	dáno	m	m	
Úhel záběru nástroje DR	ČSN 01 4607	α	$\alpha = 20^\circ$	
Jednotkové posunutí profilu DR		x	$x_1 = 0{,}02(30 - z_1)$	$x_2 = 0{,}02(30 - z_2)$
Posunutí základního profilu DR		$x \,.\, m$	$+x_1 \,.\, m$	$+x_2 \,.\, m$
Součet Σx		$x_1 + x_2$	$\Sigma x = x_1 + x_2$	
Průměr roztečné kružnice DR		D	$D_1 = z_1 \,.\, m$	$D_2 = z_2 \,.\, m$
Jednotková změna vzdálenosti os		y	y (z *obr. 46*)	
Změna vzdálenosti os		$y \,.\, m$	$y \,.\, m = a_v - a = (x_1 + x_2)m - k \,.\, m$	
Jednotkové posunutí kol pro $m = 1$ mm		k	$k = (x_1 + x_2) - y = \dfrac{R_1 + R_2 + (x_1 + x_2)m - a_v}{m}$	
Nekorigovaná vzdálenost os		a	$a = \dfrac{D_1 + D_2}{2} = \dfrac{(z_1 + z_2)m}{2}$	
Valivá vzdálenost os DR		a_v	$a_v = \dfrac{D_{v1} + D_{v2}}{2} = \dfrac{(z_1 + z_2)m_v}{2} = a + y \,.\, m$	
Valivý modul		m_v	$m_v = \dfrac{2a_v}{z_1 + z_2} = \dfrac{D_{v1} + D_{v2}}{z_1 + z_2}$	
Průměr valivé kružnice		D_v	$D_{v1} = z_1 \,.\, m_v$	$D_{v2} = z_2 \,.\, m_v$
Výška hlavy zubu		h_a	$h_{a1} = (1 + x_1 - k)m$	$h_{a2} = (1 + x_2 - k)m$
Výška paty zubu		h_f	$h_{f1} = m + c_a - x_1 \,.\, m$	$h_{f2} = m + c_a - x_2 \,.\, m$
Výška zubu		h	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2}$
Průměr hlavové kružnice K[2]		D_a	$D_{a1} = D_1 + 2(1 + x_1 - k)m$	$D_{a2} = D_2 + 2(1 + x_2 - k)m$
Průměr patní kružnice		D_f	$D_{f1} = D_1 - 2(1{,}25 - x_1)m$	$D_{f2} = D_2 - 2(1{,}25 - x_2)m$

[1]) DR – hodnota se uvádí v doplňkovém razítku. [2]) K – rozměr se kótuje na výrobním výkresu.

Tab. 22. Výpočet rozměrů čelního soukolí V s přímými zuby korigovaného pro danou vzdálenost os a_v při daném převodovém čísle $i_{1,2}$

Název		Označení	Vzorce	
			Pastorek + V	Kolo + V
Montážní osová vzdálenost DR [1])	dáno	a_v	a_v	
Převodové číslo	dáno	$i_{1,2}$	$i_{1,2}$	
Modul DR	dáno	m	m	
Úhel záběru DR	ČSN 01 4607	α	$\alpha = 20°$	
Součet zubů obou kol[2])		z_c	$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2a_v}{m}$	
Počet zubů[2]) DR		z	$z_1 = \frac{z_c}{i_{1,2} + 1}$	$z_2 = \frac{z_c \cdot i_{1,2}}{i_{1,2} + 1}$
Vzdálenost os nekorigovaného soukolí		a	$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$	
Valivý modul		m_v	$m_v = \frac{2a_v}{z_1 + z_2}$	
Průměr valivé kružnice		D_v	$D_{v1} = z_1 \cdot m_v$	$D_{v2} = z_2 \cdot m_v$
Průměr roztečné kružnice DR		D	$D_1 = z_1 \cdot m$	$D_2 = z_2 \cdot m$
Valivý úhel záběru		α_v	$\cos \alpha_v = \frac{a \cdot \cos \alpha}{a_v}$	
Jednotková změna vzdálenosti os		y	$y = \frac{a_v - a}{m}$	
Součet Σx		$x_1 + x_2$	$\Sigma x = x_1 + x_2$ (z *obr. 46*)	
Jednotkové posunutí profilu		x	$x_1 = (x_1 + x_2) \cdot \frac{1}{1 + i_{1,2}}$	$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$
Posunutí základního profilu DR		$x \cdot m$	$x_1 \cdot m$	$x_2 \cdot m$
Zkrácení hlavy zubu		k	$k = \frac{m \cdot (x_1 + x_2) - (a_v - a)}{m}$	
Průměr hlavové kružnice K [3])		D_a	$D_{a1} = m \cdot z_1 + 2(1 + x_1 - k)m$	$D_{a2} = m \cdot z_2 + 2(1 + x_2 - k)m$
Průměr patní kružnice		D_f	$D_{f1} = m \cdot z_1 - 2(m - x_1 m + c_a)$	$D_{f2} = m \cdot z_2 - 2(m - x_2 m + c_a)$
Tloušťka zubu na roztečné kružnici		$\bar{s}$	$\bar{s}_1 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x_1 \cdot m \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$	$\bar{s}_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x_2 \cdot m \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$

[1]) DR – hodnota se uvede v doplňkovém razítku.
[2]) Počty zubů z_c, z_1 a z_2 nutno zaokrouhlit na celá čísla za cenu úpravy převodového čísla. Hodnoty a_v a $i_{1,2}$ volit podle normalizované řady čísel.
[3]) K – rozměr se kótuje na výrobním výkresu.

Součinitel záběru ε je poměr délky záběru k rozteči:

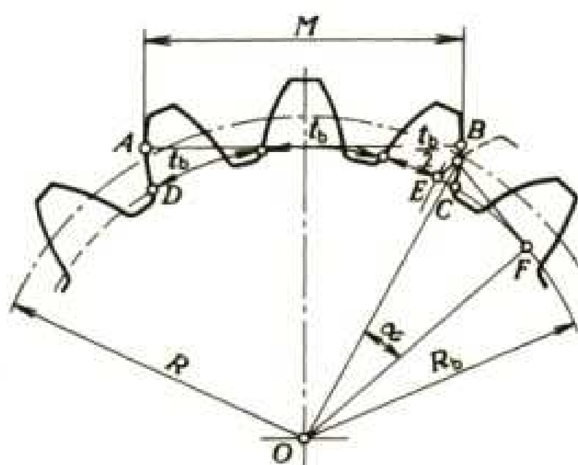
$$\varepsilon = \frac{l_b}{t_b} = \frac{l_b}{t \cdot \cos\alpha} = \frac{l}{t} \text{ u soukolí N, VN;}$$

$$\varepsilon = \frac{l_b}{t_b} = \frac{l_b}{t_v \cdot \cos\alpha_v} = \frac{l}{t_v} \text{ u soukolí V.}$$

Nemají-li v provozu vznikat rázy při vstupu profilů do záběru, pak nestačí $\varepsilon_{teor} = 1$, ale musí být $e > 1{,}4$.

Míra přes zuby

Měření tloušťky zubu čelních kol s přímými zuby přes několik zubů spočívá v kontrole jmenovitého rozměru přes zuby *M*, tj. vzdálenosti mezi rovnoběžnými rovinami měřidla, které se tečně dotýkají dvou přilehlých boků zubů.



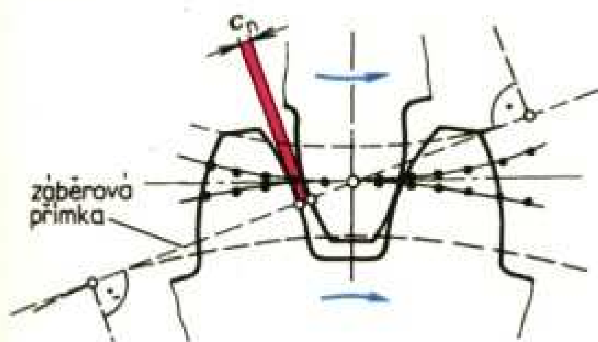
Obr. 48. Jmenovitý rozměr přes zuby *M* (nekorigovaná čelní ozubená kola s přímými zuby)

z' – počet zubů, přes které se měří

Rozměr *M* sahá např. na *obr. 48* přes 3 zuby ($z' = 3$) a rovná se úsečce *AB*, tj. délce rozvinutého oblouku základní kružnice $\widehat{CD}$. Závisí na hodnotách α, z, m, z'. Uvedený rozměr lze vyjádřit jako $M = m \cdot M'$, kde M' je míra přes zuby pro $m = 1$ a je v tabulkách (ČSN 01 4675). Při určování míry *M* je třeba stanovit

$$z' = \frac{\alpha^\circ}{180^\circ} \cdot z + 0{,}5 \,.$$

Výsledek se doplní na nejbližší celé číslo a ve ST se vyhledá pro dané α a z hodnota M'.



Obr. 49. Boční vůle c_n

Boční vůle c_n je nejkratší vzdálenost mezi nezatíženými (nepracovními) boky spoluzabírajících zubů měřená na záběrové přímce (*obr. 49*).

Důvody, proč musí být mezi boky zubů boční vůle: výrobní chyby, pružnost ozubených kol, poddajnost hřídelů a jejich uložení, tepelná dilatace soukolí i skříně, v níž jsou kola uložena, možnost mazání zubů. Boční vůle prakticky dosáhneme tím, že při konečném obrábění zeslabíme zuby záporným posunutím nástroje s teoretickou tloušťkou břitu $s = t/2$; je tedy kolo N po dokončení vlastně kolem −V. Boční vůle jsou v ČSN 01 4682. Při stejném zeslabení zubů obou kol je skutečná tloušťka zubů kol soukolí N:

$$\hat{s}_1 = \hat{s}_2 = \frac{\hat{t}}{2} - \frac{c_n}{2}.$$

OTÁZKY A ÚKOLY

6.1 Základy teorie ozubení

1. Jaká soukolí použijeme, jsou-li osy hřídelů kol: a) rovnoběžné, b) různoběžné, c) mimoběžné?
2. U kterých soukolí se při záběru boky zubů po sobě pouze odvalují a u kterých nastává též skluz?
3. Jak dosáhneme u jednoduchého převodu čelním soukolím stejného smyslu otáčení obou kol?

6.2.1 Ozubený hřeben — základní profil

6.2.2 Konstrukce ozubení

1. Vysvětlete základní pojmy ozubení čelního kola.
2. Co je to základní profil a jaký má praktický význam?
3. Jaký rozměr má modul? Napište vztah mezi modulem a roztečí.
4. Odvoďte rovnici pro průměr roztečné kružnice.
5. U čelního kola N je výška zubu $h = 18$ mm. Vypočtěte modul nástroje, kterým se toto ozubení zhotoví. [8 mm]
6. Na poškozeném kole N se naměřil průměr hlavové kružnice $D_{a1} = 220$ mm, počet zubů $z_1 = 20$. Vypočtěte modul. [10 mm]
7. Jak se u kol N mění profil zubů s počtem zubů kola a s úhlem záběru nástroje?
8. Vzdálenost os $a = 247{,}5$ mm, počty zubů soukolí $z_1 = 30$, $z_2 = 135$. Vypočtěte modul m. [3 mm]
9. Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí N s přímými zuby, je-li dáno: $z_1 = 18$, $z_2 = 104$, $m = 1{,}5$ mm, $\alpha = 20°$

6.2.3 Podřezání a mezní počet zubů

6.2.4 Posunutí profilu

6.2.5 Nejmenší korekce a nejvýhodnější korekce. Korekce osové vzdálenosti

1. Při jakém počtu zubů vzniknou u kol N s přímými zuby podřezané profily?
2. Jaký je účel korekce ozubených kol a jakými způsoby je ji možno provést?
3. Jaká ozubená kola znáte podle radiálního posunutí profilu Z?
4. Jaké výhody mají kola +V?
5. Čelní kolo má $\alpha = 20°$, $z_1 = 12$ a $m = 10$ mm. Vypočtěte výšku hlavy, paty a celého zubu při nejmenší korekci. [$h_a = 11{,}2$ mm, $h_f = 11{,}3$ mm, $h = 22{,}5$ mm]
6. Čelní kolo s počtem zubů 16 a $\alpha = 20°$ bylo vyrobeno jako kolo N a kolo +V. Které hodnoty rozměrů porovnávaných kol budou shodné a které odlišné?
7. Jaká je tloušťka zubu $\hat{s}_1$ a šířka zubní mezery $\hat{s}_{u1}$ kola s počtem zubů $z_1 = 22$, $m = 10$ mm, $\alpha = 20°$, je-li provedeno: a) jako kolo N, b) jako kolo +V s nejvýhodnější korekcí? [a) $\hat{s}_1 = \hat{s}_{u1} = 15{,}71$ mm, b) $\hat{s}_1 = 16{,}87$ mm, $\hat{s}_{u1} = 14{,}55$ mm]

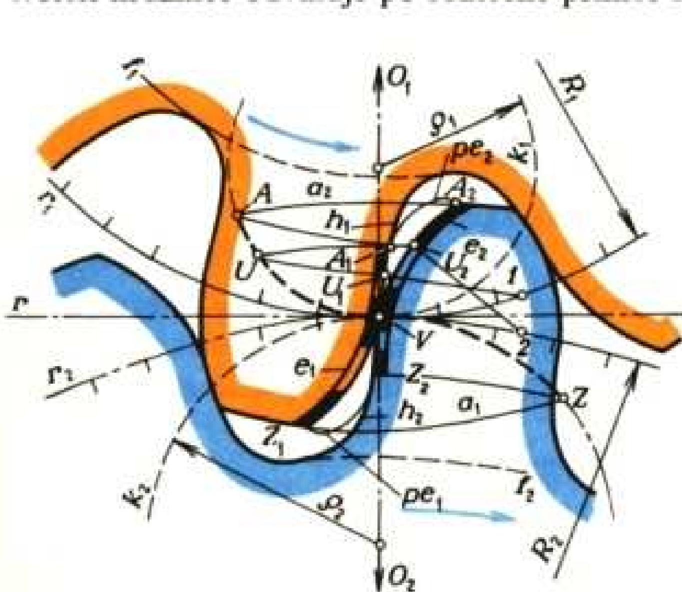
8. Kdy se použije soukolí VN a kdy soukolí V? Jaký je mezi nimi rozdíl?
9. Vypočtěte rozměry ozubení soukolí VN, je-li $z_1 = 7$, $z_2 = 21$, $m = 3$ mm s nejmenší korekcí. Toto soukolí porovnejte s nekorigovaným soukolím s počtem zubů pastorku $z_1 = z_p = 14$ a stejným převodovým číslem $i_{1,2}$.
10. Vysvětlete, proč se u soukolí V nemohou po sobě odvalovat roztečné, nýbrž valivé kružnice.
11. Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí s přímými zuby s korekcí podle Merritta — bez změny vzdálenosti os, je-li dáno: $z_1 = 12$, $z_2 = 51$, $m = 11$ mm, $\alpha = 20°$.
12. Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí s přímými zuby s korekcí podle Merritta — se změnou osové vzdálenosti, je-li dáno: $z_1 = 12$, $z_2 = 12$, $m = 2,5$ mm, $\alpha = 20°$.
13. Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí s přímými zuby korigovaného na danou osovou vzdálenost os $a_v = 70,75$ mm a převodové číslo $i = 4,81$, $m = 1,5$ mm, $\alpha = 20°$.

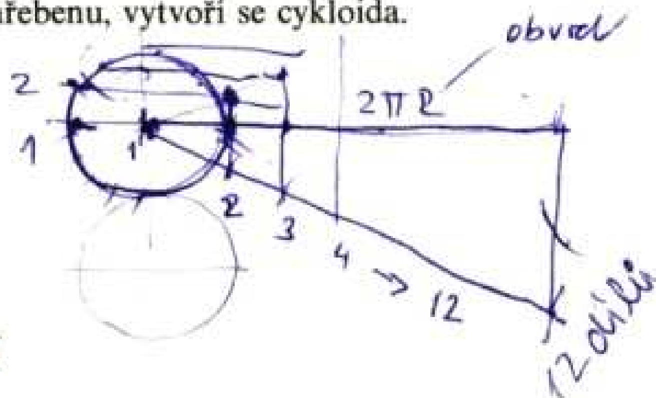
6.2.6 Délka záběru, míra přes zuby, boční vůle

1. Vyšetřete začátek a konec záběru.
2. Co je to součinitel záběru a jak velký má být, aby soukolí mělo plynulý chod bez rázů?
3. Má úhel záběru profilu Z vliv na čelní profil zubu kola a na součinitel záběru? Jestliže ano, tedy jaký?
4. Definujte boční vůli c_n. Proč se dělá a jak se získá u soukolí N?

6.3 Čelní soukolí s cykloidním a hodinářským ozubením

Odvaluje-li se tvořicí kružnice k_1 popř. k_2 po vnější straně roztečných kružnic r_1, r_2 (*obr. 50*), vytvoří valivý bod *V* epicykloidní boky hlav zubů $\widehat{VZ}_1$ pastorku a $\widehat{VA}_2$ kola. Odvalují-li se tytéž kružnice k_1, k_2 po vnitřní straně roztečných kružnic r_1 a r_2, vytvoří bod *V* hypocykloidní boky pat zubů $\widehat{VA}_1$ pastorku ($\widehat{VZ}_2$ kola). Jestliže se tvořicí kružnice odvaluje po roztečné přímce hřebenu, vytvoří se cykloida.





Obr. 50. Cykloidní ozubení: pe_1, pe_2 — prodloužené epicykloidy (přechod hypocykloid do patních kružnic musí ležet vně *pe*)

Přechod hypocykloid do patních kružnic *f* je závislý na způsobu výroby kola. Musí ležet vně prodloužených epicykloid, které opíší body Z_1 (A_2) pevně spojené s příslušnými roztečnými kružnicemi r_1 (r_2), odvalují-li se po druhých roztečných kružnicích r_2, r_1. Nejlépe se sestrojí jako obalové křivky kružnic: pro A_2 opsaných z bodu *1* poloměrem A_22 (oblouk $\widehat{V1} = \widehat{V2}$).

Z profilů pat zubů jsou činné pouze části $\widehat{VA}_1$ a $\widehat{VZ}_2$. Oblouky $\widehat{AV}$ a $\widehat{VZ}$ tvořících kružnic mezi hlavovými kružnicemi jsou čarou záběru.

Nejvhodnější poměry v ozubení jsou při $\varrho_1 \doteq 0{,}2D_1$, $\varrho_2 \doteq 0{,}2D_2$, kde D jsou průměry roztečných kružnic. Libovolná kola mohou spolu zabírat jen tehdy, mají-li při stejném modulu i stejné poloměry tvořících kružnic ϱ_1 a ϱ_2.

Samotné cykloidní ozubení se dnes používá zřídka, pouze jeho některé zvláštní případy, které vzniknou podle velikosti poloměrů tvořící a roztečné kružnice (*tab. 23*).

6.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

6.4.1 Hřeben a porovnávací kolo (*obr. 51*)

Čelní kolo s evolventními šikmými zuby (ve skutečnosti se šroubovitými zuby) se odvaluje na hřebenu se šikmými zuby s rovinnými boky. Kolmý (normálový) řez tímto hřebenem je tentýž normalizovaný základní profil jako u přímých zubů.

Šroubovité zakřivení zubů zlepšuje vlastnosti čelních kol:

1. záběr postupuje plynule po délce zubu od jednoho konce zubu k druhému,
2. čelní kola se šikmými zuby mají tichý chod i při vyšších rychlostech,
3. v záběru jsou dva až tři páry zubů, na které se rozloží zatížení – ozubení může přenášet větší výkony,
4. trvání záběru evolventy může být menší ($\varepsilon < 1$), lze proto použít menší počet zubů,
5. podřezání zubů nastává při menším počtu zubů než u přímých zubů,
6. vystačí se při dobrých záběrových vlastnostech s normálními koly,
7. i při předepsané osové vzdálenosti je možno používat soukolí *N*.

U čelních kol se šikmými zuby vznikají však axiální síly rostoucí s úhlem sklonu zubů.

Poněvadž normálový profil zubů je totožný se základním profilem, může se šikmé ozubení vyrábět nástroji pro čelní kola s přímými zuby, nastaví-li se břit nástroje do normálové roviny; nerozhoduje velikost úhlu sklonu zubů β. Z uvedeného je zřejmá úspora nástrojů při výrobě šikmého ozubení.

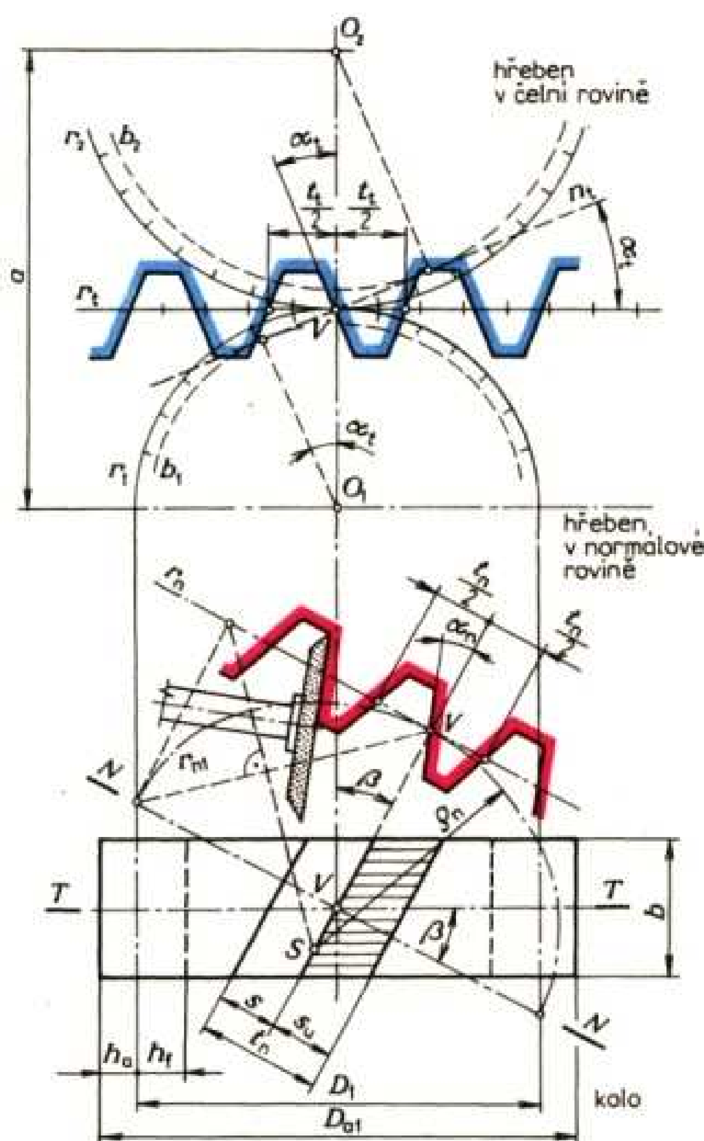
6.4.2 Výpočet rozměrů soukolí N

Boční křivka zubu kola je šroubovice (*obr. 52*); na kole se při malé šířce však jeví jako šikmá přímka s pravým či levým smyslem stoupání. Tečna k šroubovici na roztečném válci svírá s povrchovou přímkou rovnoběžnou s osou o_1 úhel sklonu zubů β ($\beta = 10$ až $25°$), s kolmicí na ni úhel stoupání šroubovice γ. Platí: $\beta + \gamma = 90°$.

Soukolí N vzniknе, jsou-li v záběru dvě čelní kola N se šikmými zuby, která mají společný základní profil, stejný úhel sklonu zubů β, ale opačný smysl stoupání šroubovice. Poněvadž obě spoluzabírající kola mají společný hřeben, je tvořící

Tab. 23. Zvláštní případy cykloidního ozubení

Název, vztahy a použití	Vyobrazení
Ozubení hodinářské $\varrho = 0{,}5R$ – hypocykloida paty zubu přejde v radiální přímku. Zub je u paty slabý. Snazší výroba. Tloušťka zubu: pastorek $\hat{s}_1 = 1{,}14m$, kolo $\hat{s}_2 = 1{,}57m$, šířka mezery: pastorek $\hat{s}_{u1} = 2m$, kolo $\hat{s}_{u2} = 1{,}57m$	
Ozubení pro hřebenové zvedáky a ruční zdvihadla Při $z_1 = 4$ až 6 se volí $\varrho_1 = 0{,}5R_1$. $\hat{s}_1 > 0{,}5\pi \,.\, m$, $\hat{s}_{u1} = 0{,}95\pi \,.\, m - \hat{s}_1$, $h_{a1} \doteq m$, $h_{a2} = (0{,}6$ až $0{,}8)\, m$	
Ozubení cévové a) Ozubení hřebenové s cévami na kole $\varrho_1 = R_1$, $\varrho_2 = 0$, $R_2 = \infty$. Patní profil pastorku je bod, epicykloida vzniká valením roztečné kružnice r_1 po r_2. b) Ozubení hřebenové s cévami na tyči $\varrho_1 = 0$, $\varrho_2 = R_2 = \infty$. Hlava pastorku má bok evolventní. Pata zubu nezabírá, vytvoří se kruhovým obloukem s vůlí. Používá se v dopravní technice při malých otáčkách kola.	
Ozubení rotačních dmychadel $\varrho_1 = \varrho_2 = 0{,}25R$, $z_1 = z_2 = 2$	



Obr. 51. Čelní kolo N se šikmými zuby v záběru s hřebenem.
U kol se šikmými zuby rozeznáváme:
1. *normálový profil zubů*, tj. profil zubů v normálové rovině *N–N* kolmé na boční přímku zubů, který je totožný s normalizovaným základním profilem (indexy n),
2. *čelní profil zubů*, tj. profil zubů v čelní rovině *T–T* (indexy t), kterým je též rovnoramenný lichoběžník, ale s větší roztečí t_t a s větším úhlem boků α_t.

V normálové rovině je řezem roztečného válce s kruhovou základnou elipsa. V blízkosti valivého bodu *V* ji nahradíme kružnicí křivosti o poloměru $\varrho_n = \frac{R_1}{\cos^2 \beta}$.
Odpovídající čelní kolo s přímými zuby nazýváme porovnávací kolo $\left(\text{počet zubů } z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}\right)$

přímka boku zubu *q* společná pastorku i kolu, takže zuby obou kol se dotýkají v přímce. Základní rozměry čelního soukolí se šikmými zuby jsou v *tab. 24*.

Čelní soukolí se šikmými zuby používáme pro jejich výhody u průmyslových převodovek, převodů obráběcích strojů, motorových vozidel apod.

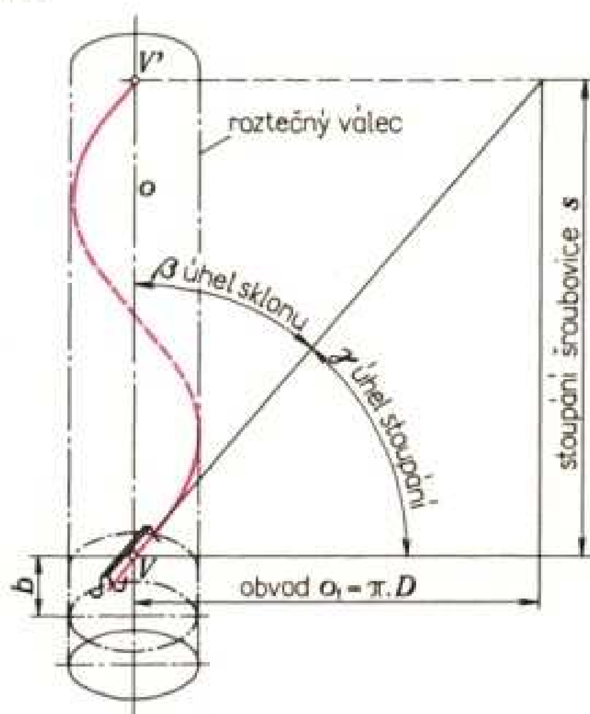
6.4.3 Čelní soukolí se zuby dvojnásobně šikmými, šípovými a dvojnásobně šípovými (*tab. 16*)

U kol s dvojnásobně šikmými zuby se dělá uprostřed šířky zubů drážka, aby nástroj nepoškodil protější zuby. Použití např. u převodů parních turbín.

Zuby šípových kol jsou nejpevnější uprostřed, proto se u tohoto druhu soukolí doporučuje pohyb jen ve smyslu šípu; zuby mají menší přesnost – vhodné pro malé obvodové rychlosti, např. u převodů kalandrů.

Kola s dvojnásobně šípovými zuby se mohou otáčet v obou smyslech, použití např. u převodů reverzních válcovacích stolic.

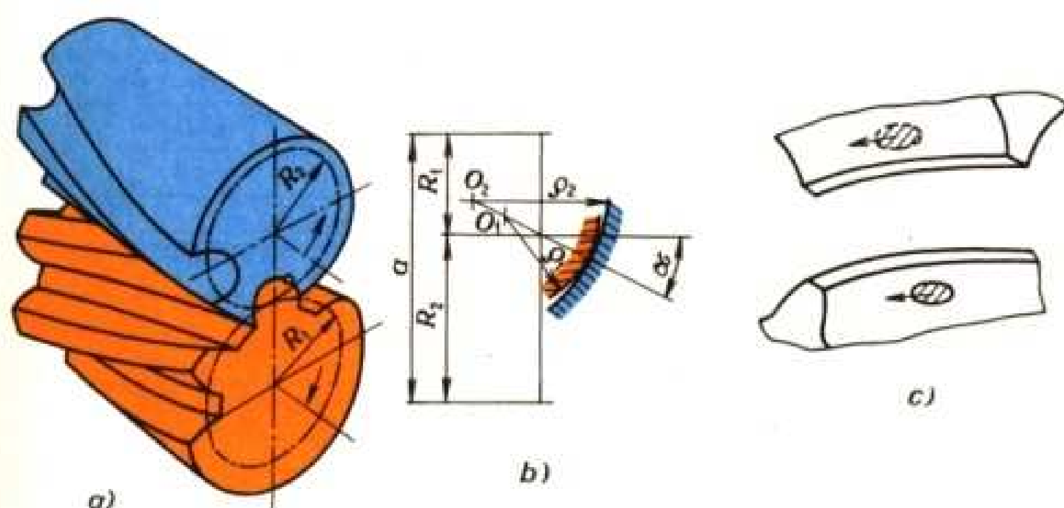
Uvedené zvláštní druhy čelních kol se šikmými zuby se hodí pro přenos největších výkonů. Odstraňují též účinek axiální síly působící u kol s jednoduše šikmými zuby.



Obr. 52. Boční křivka zubu čelního kola se šikmými zuby

6.4.4 Čelní kola se šikmým ozubením podle M. L. Novikova (SSSR)

Patent z r. 1955. Toto ozubení patří do skupiny tzv. neevolventních převodů. U evolventního ozubení průsečnicí záběrové roviny s čelní rovinou je záběrová přímka, u kol s ozubením Novikov s rovnoběžnými osami je místo této roviny čára záběru a jejím průsečíkem s čelní rovinou je bod.



Obr. 53. Ozubení Novikov
a) soukolí Novikov, *b*) zakřivení boků zubů je rozdílné, *c*) změna bodu dotyku v plošku po zatížení v provozu

Tab. 24. Výpočet rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby (soukolí N)

Název		Označení	Vzorce	
			Pastorek	Kolo
Počet zubů DR [1]	dáno	z	$z_1 \geqq z_{p\,min}$	$z_2 \geqq z_{p\,min}$
Modul nástroje DR		m	$m = m_n$	
Úhel záběru nástroje DR	ČSN 01 4607	α	$\alpha = \alpha_n = 20°$	
Smysl stoupání šroubovice DR			levý	pravý
Šířka ozubení K [2]		b	$b = \psi_m \cdot m_n$	
1. dána vzdálenost os				
Úhel sklonu zubu DR K		β	$\cos\beta = \dfrac{m_n}{2a} \cdot (z_1 + z_2)$	
2. dán úhel sklonu zubu				
Vzdálenost os DR		a	$a = \dfrac{m_n}{2\cos\beta} \cdot (z_1 + z_2)$	
Čelní modul DR		m_t	$m_t = \dfrac{m_n}{\cos\beta}$	
Čelní úhel záběru		α_t	$\operatorname{tg}\alpha_t = \dfrac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta}$	
Průměr roztečné kružnice DR		D	$D_1 = z_1 \cdot m_t$	$D_2 = z_2 \cdot m_t$
Výška hlavy		h_a	$h_a = m_n$	
Hlavová vůle zubů		c_a	$c_a = 0{,}25 m_n$	
Výška paty zubu		h_f	$h_f = m_n + c_a = (1 + 0{,}25)\, m_n$	
Výška zubu DR		h	$h = h_a + h_f$	
Průměr hlavové kružnice K		D_a	$D_{a1} = D_1 + 2h_a$	$D_{a2} = D_2 + 2h_a$
Průměr patní kružnice		D_f	$D_{f1} = D_1 - 2h_f$	$D_{f2} = D_2 - 2h_f$
Stoupání šroubovice		L	$L_1 = \dfrac{\pi \cdot D_1}{\operatorname{tg}\beta}$	$L_2 = \dfrac{\pi \cdot D_2}{\operatorname{tg}\beta}$
Normálová rozteč		t_n	$t_n = \pi \cdot m_n$	
Čelní rozteč		t_t	$t_t = \pi \cdot m_t$	
Normálová tloušťka zubu		s_n	$s_{n1} = s_{n2} = \dfrac{t_n}{2}$	
Počet zubů porovnávacího kola		z_n	$z_{n1} = \dfrac{z_1}{\cos^3\beta} \geqq 17$	$z_{n2} = \dfrac{z_2}{\cos^3\beta} \geqq 17$

[1]) DR – hodnota se uvede v doplňkovém razítku.

[2]) K – rozměr se kótuje na výrobním výkresu.

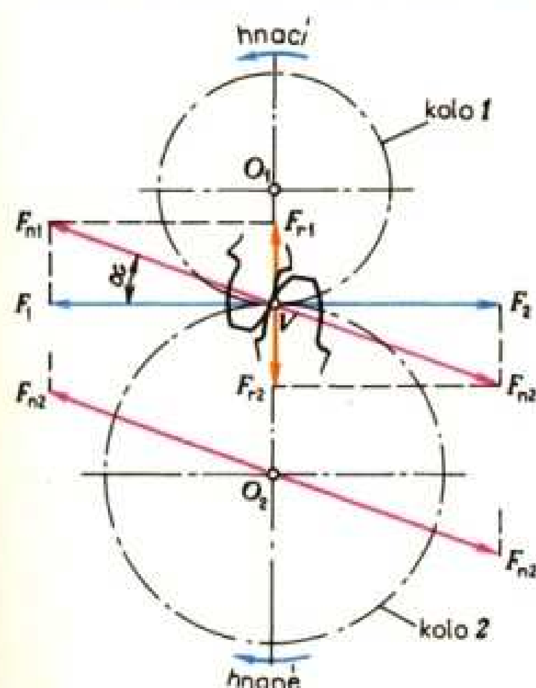
Z *obrázku 53a* je patrno, že toto ozubení může být provedeno pouze se zuby ve šroubovici. Profilem zubů v čelním řezu je kruhový oblouk nebo jiná plynulá křivka. Ozubení je vytvořeno pohybem kruhového oblouku nebo jiné křivky po šroubovici na rotačním válci. Největší únosnosti by se dosáhlo, kdyby měly profily zubů pastorku i kola stejné poloměry křivosti. To by však nepřipouštělo úchylku mezi jejich osami. I kdyby se dosáhlo velmi přesné výroby a montáže soukolí, pak prohnutí hřídelů a deformace ostatních součástí při zatížení by znemožnily dokonalou shodu záběru. Tyto obtíže byly u ozubení Novikov odstraněny tím, že se použilo nestejného zakřivení boků zubů (*obr. 53b*). Poloměr křivosti vydutého zubu je větší než vypuklého zubu. Z toho plyne, že se zakřivené šroubové boční plochy zubů dotýkají v jediném bodě, který se při záběru pohybuje po čáře ležící na boku zubu ve směru jeho délky, a to konstantní rychlostí. Tím je umožněno, že soukolí může v určitých mezích měnit osovou vzdálenost. Při zatížení se boky zubů vlivem deformace materiálu přizpůsobují provozním podmínkám a bod dotyku se změní v plochu (*obr. 53c*). U tohoto ozubení se dosahuje účinnosti až 99,5 %.

Novikovovo ozubení se používá pro velmi zatížená soukolí s nízkými obvodovými rychlostmi (např. reduktory válcovacích stolic). U nás se vývojem tohoto ozubení zabývaly Žďárské strojírny a slévárny, které je používají.
Hřídele je nutno počítat na kombinované namáhání.

6.5 Namáhání a výpočet čelních soukolí

6.5.1 Silové a převodové poměry, účinnost

Silové poměry u čelního soukolí s přímými zuby jsou na *obr. 54*. Reakce v ložiskách hřídelů ozubených kol jsou na *obr. 55*. Hřídel *1* přenáší kroutící moment M_{k1} a ohybový moment M_{o1}, hřídel *2* přenáší kroutící moment M_{k2} a ohybový moment M_{o2}. Hřídele je nutno počítat na kombinované namáhání.



Obr. 54. Síly působící na zuby kol čelního soukolí s přímými zuby. Obvodové síly působí na obvodě roztečné (valivé) kružnice:

$$F = \frac{M_k}{R} \quad \text{(soukolí N a VN)},$$

$$F = \frac{M_k}{R_v} \quad \text{(soukolí V)},$$

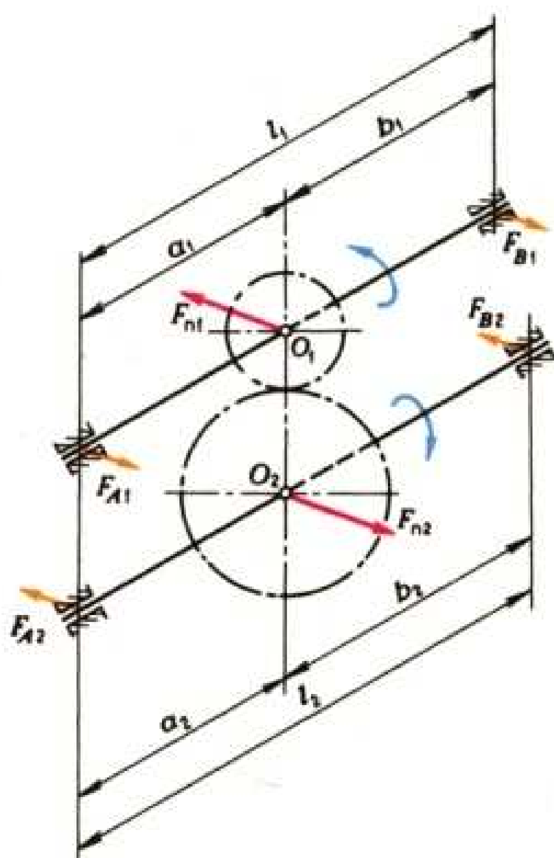
normálové síly působí na kola v normálové rovině:

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha} \quad \text{(soukolí N a VN)},$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_v} \quad \text{(soukolí V)},$$

radiální síly působí na kola ve směru poloměru:

$F_r = F \cdot \mathrm{tg}\, \alpha$ (soukolí N a VN),
$F_r = F \cdot \mathrm{tg}\, \alpha_v$ (soukolí V)



Obr. 55. Síly v ložiskách hřídele s jedním čelním ozubeným kolem s přímými zuby

Reakce F_A a F_B: hřídel *1*:

$$F_{A1} = \frac{F_{n1} \cdot b_1}{l_1}, \qquad F_{B1} = \frac{F_{n1} \cdot a_1}{l_1},$$

hřídel *2*:

$$F_{A2} = \frac{F_{n2} \cdot b_2}{l_2}, \qquad F_{B2} = \frac{F_{n2} \cdot a_2}{l_2}.$$

Ohybové momenty:

hřídel *1*: $M_{o1} = F_{A1} \cdot a_1 = F_{B1} \cdot b_1$,

hřídel *2*: $M_{o2} = F_{A2} \cdot a_2 = F_{B2} \cdot b_2$

Síly na kole se šikmými zuby jsou na *obr. 56, 57*. Radiální zatížení ložisek způsobuje hlavně obvodová síla F, působení radiální síly F_r je poměrně malé.

Převodová čísla

$$i_{1,2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{– soukolí N, VN,}$$

$$i_{1,2} = \frac{R_{v2}}{R_{v1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{– soukolí V.}$$

U čelních soukolí s motorickým pohonem bývá $i_{1,2} \leqq 8$, u ručního pohonu až 14.

Účinnost soukolí

$$\eta_{1,2} = \eta_z \cdot \eta_{l1} \cdot \eta_{l2} = P_2/P_1,$$

kde η_z je účinnost ozubení u čelních kol s přímými zuby pro:

neopracované zuby, běžně mazané	$\eta_z = 0{,}90$,
neopracované zuby, dobře mazané	$\eta_z = 0{,}96$,
opracované a zaběhnuté zuby, dobře mazané	$\eta_z = 0{,}98$ až $0{,}99$,

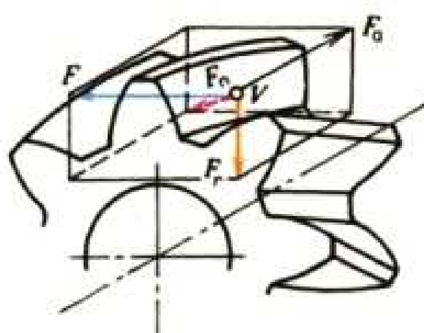
η_l – účinnost ložisek hnacího a hnaného hřídele, bývá pro:

kluzná ložiska $\eta_l = 0{,}96$ až $0{,}98$,

valivá ložiska $\eta_l = 0{,}99$.

Účinnost složeného převodu je dána součinem účinností jednotlivých soukolí:

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2}, \ldots, \eta_{n-1,n}.$$



Obr. 56. Prostorové znázornění sil na kole se šikmými zuby

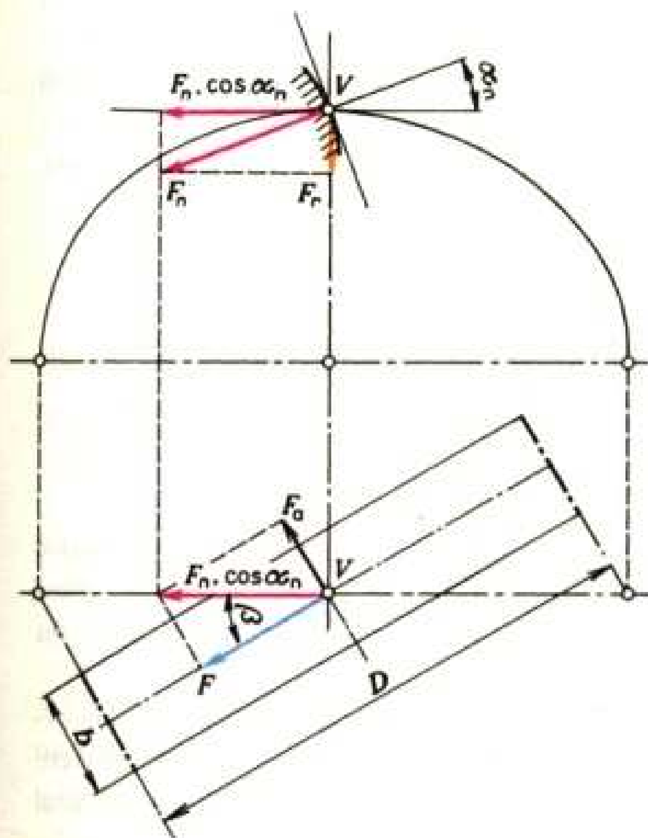
Účinnost nových čelních soukolí s přímými zuby je podle provedení od 0,98 do 0,92, u značně opotřebených soukolí může klesnout i na 0,85.

6.5.2 Materiály ozubených kol

Volí se podle přenášených sil a obvodových rychlostí, požadované životnosti a bezpečnosti, ceny a hmotnosti, počtu vyráběných kusů, vlivu pracovního prostředí, přípustné hlučnosti apod.

Kola ze *šedé litiny* volíme pro menší namáhání a malé obvodové rychlosti (asi do 5 m . s^{-1}). Používá se litina 42 2420 a 42 2425, v poslední době též tvárná litina 42 2304.

Oceli na odlitky jsou vhodné pro kola větších průměrů a tam, kde nestačí pevnost šedé litiny; používají se oceli uhlíkové (42 2630, 42 2650 a 42 2660) i slitinové (42 2719, 42 2723 a 42 2750).



Obr. 57. Síly na kole se šikmými zuby. Normálovou sílu F_n rozložíme na tři složky: obvodovou, axiální a radiální. Z daného momentu M_k vypočteme obvodovou sílu:

$$F = \frac{2M_k}{D} = \frac{2M_k . \cos \beta}{z . m_n},$$

axiální síla:

$$F_a = F . \operatorname{tg} \beta = \frac{2M_k . \sin \beta}{z . m_n},$$

radiální síla:

$$F_r = F_n . \cos \alpha_n . \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F}{\cos \beta} . \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2M_k . \operatorname{tg} \alpha_n}{z . m_n},$$

výsledný normálový tlak na zub:

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_n . \cos \beta} = \frac{2M_k}{z . m_n . \cos \alpha_n}$$

Oceli třídy 11 (11 423, 11 428, 11 500, 11 600 a 11 790) jsou pro ozubená kola méně vhodné. V soukolí mají být kola z těchto materiálů párována s pastorky z oceli třídy 12 nebo 13. Pastorek má být o 15 až 25 HB tvrdší než kolo, aby soukolí nemělo sklon k zadírání boků zubů. U méně namáhaných soukolí se doporučuje párovat ocelový pastorek s kolem ze šedé litiny; musí být však dodržen rozdíl v povrchové tvrdosti.

Vhodným materiálem jsou *zušlechtěné oceli* 12 050, 12 060, 13 141, 13 240, 14 240, 15 260 a 16 250. Zejména se doporučuje ocel 13 240, dávající až zrcadlově lesklé boky zubů. Oceli užívané *pro povrchové kalení* jsou 11 600, 12 050, 12 061, 14 240 a 15 261. *Z cementačních ocelí* (12 010, 12 020, 14 220, 14 221, 16 121, 16 220, 16 420) se vyrábějí kola velmi namáhaná otěrem.

Nitridační oceli (14 340, 15 330 a 15 340) se používají hlavně na kola, jejichž zuby nelze brousit. Poněvadž tvrdá povrchová vrstva je velmi tenká, jsou dovolená zatížení o polovinu menší než u ocelí cementovaných a kalených.

Přehled mechanických vlastností materiálů je v návrhu ČSN 01 4686 z r. 1975 (ST1).

Na hodinářská kola se používá též *mosaz*. *Slinuté kovy* (směs 93 % Fe a 7 % Cu) se lisují a spékají pod tlakem 400 až 1 000 MPa. Průměr kol je omezen na 80 mm.

Z *nekovových materiálů* se používá surová kůže na pastorky uložené na hřídeli elektromotoru, a to pro menší výkony při obvodových rychlostech do $12\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$. Kůže je však citlivá na změnu vlhkosti a nesnáší minerální oleje.

Tvrzené dřevo, které vznikne stmelením dýh z habrového dřeva a umělých pryskyřic, ve vlhku bobtná.

Plasty jsou uváděny na trh pod velkým počtem názvů, a proto informativní jsou jen údaje výrobců. Nevýhodou mnoha plastů je rovněž bobtnavost způsobující změny rozměrů. Lisovaný formaldehyd ($\sigma_{P_t} = 25$ MPa) se používá na ozubená kola měřicích přístrojů a hodinových strojků. Polymetylmetakrylát (plexisklo) se hodí na málo zatížená kola. Polyamidy jsou pružné, použivatelnost jen do teploty 60 °C. Vrstvené fenolové plasty mají větší pevnost. Kola z těchto materiálů odolávají oleji, zředěným kyselinám a louhům.

6.5.3 Přesnost ozubených kol

Návrh ST SEV třídí ozubená kola podle 12 stupňů přenosti, s ohledem na rozsah obvodových rychlostí, způsoby výroby a použití (*tab. 25*).

6.5.4 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol

Praktická kontrola únosnosti čelních ozubených kol se provádí podle návrhu ČSN 01 4686 z r. 1975, který je shodný s doporučením RVHP. Norma je velmi obsáhlá a pracuje s množstvím součinitelů. Proto je vhodné provádět výpočet na počítači.

Pro školní výpočet autoři postup poněkud zjednodušili (nikoli na úkor správnosti) tím, že vynechali některé součinitele (součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar K_F, K_H, součinitele velikosti K_{FX} a K_{HX}, dále součinitel

Tab. 25. Stupně přesnosti ozubených kol podle návrhu standardu SEV

Stupeň přesnosti	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Obvodová v rychlost $(m \cdot s^{-1})$				60 až 12		12 až 4		4 až 0,8		0,8 a méně		
Způsob výroby kol				nejjemněji opracovaná		čistě hlazená nebo broušená		hrubovaná a 1 třískou hlazená		litá nebo hrubovaná		
Použití		kontrolní kola			převody měřicích přístrojů							
					převody obráběcích strojů							
					převody přístrojů hodinářské a přesné mechaniky							
							převody počítacích a kancelářských strojů					
					převody turbin							
					převody spalovacích motorů							
						převody v chemickém průmyslu						
						převody textilních strojů						
						převody tiskařských strojů						
							převody zdvihadel a dopravníků					
					lodní převodovky							

obvodové rychlosti Z_v), které jsou podle současných podkladů přibližně rovny 1. Potřebné tabulky a diagramy pro výpočet čelních kol s přímými i šikmými zuby jsou ve ST1.

Postup při dimenzování a kontrole ozubených kol

1. Předběžný výpočet modulu podle přibližných vzorců.
2. Výpočet rozměrů ozubených kol.
3. Kontrolní výpočet únosnosti ozubených kol podle návrhu ČSN 01 4686.

Kontroluje se namáhání paty zubu na ohyb a namáhání boků zubů dotykovým tlakem (*tab. 26*).

Tab. 26. Postup kontrolního výpočtu únosnosti čelních ozubených kol podle návrhu ČSN 01 4686

<table>
<tr><th>Kontrola únosnosti v ohybu</th><th>Kontrola dotykové únosnosti</th></tr>
<tr><td colspan="2">1. *Směrodatná obvodová síla* na jednotku šířky zubu</td></tr>
<tr><td>pro výpočet namáhání paty zubu
$F_{Ft} = \frac{F_t}{b} . K_I . K_v . K_{F\alpha}$ (N . mm^{-1})</td><td>pro výpočet namáhání boku zubu
$F_{Ht} = \frac{F_t}{b} . K_I . K_v . K_{H\alpha}$ (N . mm^{-1})</td></tr>
<tr><td colspan="2">kde $F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{2M_{k1}}{D_1}$ je jmenovitá obvodová síla na roztečné kružnici v čelní rovině (N),
b – šířka ozubeného kola (mm),
K_I – provozní součinitel (ST1),
K_v – součinitel vnitřních dynamických sil (ST1),
$K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro výpočet namáhání paty, resp. boku zubu</td></tr>
<tr><td>2. *Srovnávací ohybové napětí* v patě zubu
Pro kolo 1: $\sigma_{F1} = \frac{F_{Ft}}{m_n} . Y_{F1} . Y_\varepsilon . Y_\beta$ (MPa)
pro kolo 2: $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} . \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$ (MPa)</td><td>2. *Srovnávací Hertzův*[1]) *tlak*
$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{Ht}}{D_1} . \frac{i+1}{i}} . Z_H . Z_M . Z_\varepsilon$ (MPa),</td></tr>
<tr><td colspan="2">kde m_n je normálový modul (mm),
$D_1 = z_1 \frac{m_n}{\cos\beta}$ – průměr roztečné kružnice pastorku (mm),
i – převodové číslo
Y_{F1}, Y_{F2}, popř. Z_H – součinitele tvaru zubu pro výpočet namáhání paty (pro kolo *1* a *2*), popř. boku zubu (ST1),
Z_M – součinitel materiálu ($\sqrt{\text{MPa}}$) (ST1),
Y_ε – součinitel vlivu trvání záběru evolventy (ST1) pro čelní kola $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$, kde ε_α je součinitel trvání záběru; urči se buď graficky (kap. 6.2.6), nebo početně pro vnější ozubení:
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} - a . \sin\alpha_v}{t_b},$$
kde R_{a1}, R_{a2} jsou poloměry hlavových kružnic kol (mm),
R_{b1}, R_{b2} – poloměry základních kružnic kol (mm),
α_v – valivý úhel záběru (°),
a – vzdálenost os (mm),
t_b – základní rozteč (mm),
Z_ε – součinitel součtové délky stykových čar boků zubů (ST1),
Y_β – součinitel sklonu zubu (u kol se šikmými zuby) (ST1).</td></tr>
</table>

[1]) H. Hertz vyvinul teorii pro dvojici válců, pomocí které se může vypočítat největší tlak v jejich styku.

Pokračování

Kontrola únosnosti v ohybu	Kontrola dotykové únosnosti
3. *Mez cyklické pevnosti paty zubu v ohybu*	3. *Mez cyklické pevnosti boku zubu pro dotykový (Hertzův) tlak*
Pro kolo 1: $\sigma_{FD1} = \sigma_{FC1} \,.\, Y_{R1} \,.\, Y_S$,	$\sigma_{HD1} = \sigma_{HC1} \,.\, Z_{R1} \,.\, K_L$,
pro kolo 2: $\sigma_{FD2} = \sigma_{FC2} \,.\, Y_{R2} \,.\, Y_S$,	$\sigma_{HD2} = \sigma_{HC2} \,.\, Z_{R2} \,.\, K_L$,
kde σ_{FC}, popř. σ_{HC} je mez cyklické pevnosti materiálu kola v ohybu, popř. v dotyku pro $5 \,.\, 10^7$ zatěžovacích cyklů (ST1), Y_{R1}, Y_{R2}, popř. Z_{R1}, Z_{R2} – součinitele drsnosti povrchu v oblasti patní přechodové křivky, popř. v oblasti boku zubu (ST1), Y_S – součinitel vrubu v oblasti patní přechodové křivky (ST1), K_L – součinitel maziva a druhu mazání (ST1)	
4. *Bezpečnost*	
proti únavovému lomu	*proti tvorbě pittingů*[2])
pro kolo 1: $k_{F1} = \dfrac{\sigma_{FD1}}{\sigma_{F1}}$,	$k_{H1} = \dfrac{\sigma_{HD1}}{\sigma_H}$,
pro kolo 2: $k_{F2} = \dfrac{\sigma_{FD2}}{\sigma_{F2}}$,	$k_{H2} = \dfrac{\sigma_{HD2}}{\sigma_H}$.
U převodů s neomezenou životností:	
$k_F \geqq 1{,}7$,	pro $z_1 \leqq 20$: $k_H \geqq 1{,}4$, pro $z_1 > 20$: $k_H \geqq 1{,}2$.
U převodů s časově omezenou životností[3]):	
$k_F \geqq 1{,}4$	$k_H = 0{,}4$ až 1

[2]) Při překročení Hertzova tlaku uvolňují se části zubních boků, tím vznikají jamky, tzv. pitting (kap. 6.10.1).

[3]) U převodů s časově omezenou životností ($N < 5 \,.\, 10^7$ cyklů) je možno určit počet zátěžných cyklů, které zub vydrží, pomocí grafu ve ST1.

Předběžný výpočet modulu ozubených kol

Pro dimenzování ozubených kol před kontrolním výpočtem podle ČSN je třeba předběžně vypočítat modul, jehož násobkem jsou rozměry ozubených kol. Dříve se k tomu používalo klasického a jednoduchého Bachova vzorce, který však uvažuje pouze namáhání na ohyb v patě zubu. To zdaleka nevystihuje stav namáhání ozubených kol (únavové namáhání, nepřesnost, úchylky, které způsobují nerovnoměrnost zatížení, otěr a styková napětí atd.). Pro přibližný předběžný výpočet se v literatuře používá řady vzorců. Autoři pokládají za nejvýhodnější použít zjednodušených a upravených vzorců únosnosti podle ČSN 01 4686. Lze použít dvou vzorců:

1. Pro kalená kola většinou rozhoduje výpočet únosnosti v ohybu

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_k}{z_1 \,.\, \psi_m \,.\, \sigma'_{FD}}} = 10\sqrt[3]{\frac{P}{\pi \,.\, n_1 \,.\, z_1 \,.\, \psi_m \,.\, \sigma'_{FD}}}$$

kde $\psi_m = b/m$ (ST1),

$\sigma'_{FD} = \dfrac{\sigma_{FC}}{7 \text{ až } 10}$ je dovolené napětí v ohybu,

σ_{FC} – mez cyklické pevnosti materiálu kola v ohybu (viz ST1),

z_1 – počet zubů pastorku, volí se:

pro $v > 5\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$	$z_1 \doteq 20$ až 25,
pro $v = 1$ až $5\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$	$z_1 \doteq 18$ až 22,
pro $v < 1\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$	$z_1 = 15$ až 20,
výjimečně	$z_1 < 15$.

2. Pro nekalená kola většinou rozhoduje výpočet únosnosti v otlačení

$$m = \frac{1}{z_1}\sqrt[3]{\frac{2M_k \,.\, Z_M^2}{\psi_D \,.\, \sigma'^2_{HD}} \,.\, \frac{i+1}{i}} = \frac{10}{z_1}\sqrt[3]{\frac{P \,.\, Z_M^2}{\psi_D \,.\, \pi \,.\, n_1 \,.\, \sigma'^2_{HD}} \,.\, \frac{i+1}{i}},$$

kde $\psi_D = b/D$ (viz ST1),

Z_M je součinitel materiálu (MPa),

$\sigma'_{HD} = \dfrac{\sigma_{HC}}{3 \text{ až } 6}$ – dovolené napětí v otlačení,

σ_{HC} – mez cyklické pevnosti v dotyku.

Příklad výpočtu

Navrhněte a propočtěte převod čelním soukolím N s přímými zuby od elektromotoru na hnací buben pásového dopravníku. Motor má výkon $P = 2{,}4\,\mathrm{kW}$, otáčky $n_1 = 1\,425\,\mathrm{min^{-1}} \doteq 23{,}75\,\mathrm{s^{-1}}$, otáčky bubnu $n_2 \doteq 250\,\mathrm{min^{-1}} \doteq 4{,}17\,\mathrm{s^{-1}}$. Kolo *1* je z materiálu 15 241 (zušlechtěný), kolo *2* z 11 700 (normalizačně žíhaný). Počet zubů pastorku $z_1 = 18$.

1. *Předběžný výpočet modulu*

Protože jsou kola nekalená, rozhoduje výpočet na otlačení:

$$m = \frac{10}{z_1}\sqrt[3]{\frac{P \,.\, Z_M^2}{\psi_D \,.\, \pi \,.\, n_1 \,.\, \sigma'^2_{HD1}} \,.\, \frac{i+1}{i}}\,.$$

Ze ST1: $Z_M = 272\sqrt{\mathrm{MPa}}$, $\sigma_{HC1} = 690\,\mathrm{MPa}$,

$$\sigma'_{HD1} \doteq \frac{\sigma_{HC1}}{3} = \frac{690\,\mathrm{MPa}}{3} = 230\,\mathrm{MPa}.$$

Ze ST1 volíme $\psi_D = b/D_1 \doteq 1{,}2$,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{23{,}75\,\mathrm{s^{-1}}}{4{,}17\,\mathrm{s^{-1}}} = 5{,}7\,,$$

$$m = \frac{10}{18}\sqrt[3]{\frac{2\,400\,\mathrm{W} \,.\, 272^2\,\mathrm{MPa}}{1{,}2 \,.\, \pi \,.\, 23{,}75\,\mathrm{s^{-1}} \,.\, 230^2\,\mathrm{MPa^2}} \,.\, \frac{5{,}7+1}{5{,}7}} \doteq 2\,\mathrm{mm}\,.$$

2. *Výpočet rozměrů potřebných pro kontrolní výpočet*

$z_2 = i \,.\, z_1 = 5{,}7 \,.\, 18 = 102{,}6 \doteq 103\,,$

$D_1 = z_1 \,.\, m = 18 \,.\, 2\,\text{mm} = 36\,\text{mm}\,,$

$D_2 = z_2 \,.\, m = 103 \,.\, 2\,\text{mm} = 206\,\text{mm}\,,$

$D_{a1} = D_1 + 2\,\text{m} = 36\,\text{mm} + 2 \,.\, 2\,\text{mm} = 40\,\text{mm}\,,$

$D_{a2} = D_2 + 2\,\text{m} = 206\,\text{mm} + 2 \,.\, 2\,\text{mm} = 210\,\text{mm}\,,$

$t = \pi \,.\, m = \pi \,.\, 2\,\text{mm} = 6{,}28\,\text{mm}\,,$

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{(36 + 206)\,\text{mm}}{2} = 121\,\text{mm}\,,$$

$b = \psi_D \,.\, D_1 = 1{,}2 \,.\, 36\,\text{mm} = 43{,}2\,\text{mm} \doteq 45\,\text{mm}\,,$

$D_{b1} = D_1 \,.\, \cos\alpha = 36\,\text{mm} \,.\, \cos 20° = 33{,}83\,\text{mm}\,,$

$D_{b2} = D_2 \,.\, \cos\alpha = 206\,\text{mm} \,.\, \cos 20° = 193{,}58\,\text{mm}\,,$

$t_b = t \,.\, \cos\alpha = 6{,}28\,\text{mm} \,.\, \cos 20° = 5{,}90\,\text{mm}\,,$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} - a \,.\, \sin\alpha}{t_b} =$$

$$= \frac{\sqrt{20^2 - 16{,}91^2} + \sqrt{105^2 - 96{,}79^2} - 121 \,.\, \sin 20°}{5{,}90} \frac{\text{mm}}{\text{mm}} =$$

$$= \frac{10{,}68 + 40{,}70 - 41{,}38}{5{,}90} \frac{\text{mm}}{\text{mm}} = 1{,}69\,.$$

Ostatní rozměry se vypočítají podle *tab. 17.*

3. *Kontrola ozubení na únosnost v ohybu*

a) Obvodová rychlost:

$v = \pi \,.\, D_1 \,.\, n_1 = \pi \,.\, 0{,}036\,\text{m} \,.\, 23{,}75\,\text{s}^{-1} = 2{,}7\,\text{m} \,.\, \text{s}^{-1}\,.$

Podle *tabulky 25* se volí kvalita kol *8* – běžně frézováno.

b) Jmenovitá obvodová síla:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{2\,400\,\text{W}}{2{,}7\,\text{m} \,.\, \text{s}^{-1}} = 890\,\text{N}\,.$$

c) Směrodatná obvodová síla v ohybu:

$$F_{Ft} = \frac{F_t}{b} \,.\, K_I \,.\, K_v \,.\, K_{F\alpha}\,.$$

Ze ST1: $K_I = 1$, $K_v = 1{,}25$.

Určení $K_{F\alpha}$ ze ST1: pro $D_2 = 206$ mm, $m = 2$ mm, stupeň přesnosti ozubení 8 je $f_{pbe} = 20\,\mu\text{m}$,

$$\frac{F_{Ft}}{K_{F\alpha}} = \frac{F_t}{b} \,.\, K_I \,.\, K_v = \frac{890\,\text{N}}{45\,\text{mm}} \,.\, 1 \,.\, 1{,}25 = 25\,\text{N} \,.\, \text{mm}^{-1}\,,$$

poněvadž překročíme horní okraj diagramu, bereme $q_L = 1$.

Pro $\varepsilon_\alpha = 1{,}69$ (viz ad 2) nalezneme v diagramu (ST1): $K_{F\alpha} = 1{,}69$.

$$F_{Ft} = \frac{F_t}{b} . K_1 . K_v . K_{F\alpha} = \frac{890\ \text{N}}{45\ \text{mm}} . 1 . 1{,}25 . 1{,}69 = 41{,}78\ \text{N} . \text{mm}^{-1} .$$

d) Srovnávací ohybové napětí: ze ST1: $Y_{F1} = 2{,}9$, $Y_{F2} = 2{,}2$,

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}69} = 0{,}59 , \quad Y_\beta = 1,$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{Ft}}{m} . Y_{F1} . Y_\varepsilon . Y_\beta = \frac{41{,}78\ \text{N} . \text{mm}^{-1}}{2\ \text{mm}} . 2{,}9 . 0{,}59 . 1 = 35{,}74\ \text{MPa} ,$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} . \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 35{,}74\ \text{MPa} . \frac{2{,}2}{2{,}9} = 27{,}12\ \text{MPa} .$$

e) Mez cyklické pevnosti paty zubu v ohybu (ST1): $\sigma_{FC1} = 210\ \text{MPa}$, $\sigma_{FC2} = 170\ \text{MPa}$, $Y_{R1} = Y_{R2} = 0{,}95$, $Y_S = 1$ (pro $c_a = 0{,}25\ m$),

$$\sigma_{FD1} = \sigma_{FC1} . Y_{R1} . Y_S = 210\ \text{MPa} . 0{,}95 . 1 = 200\ \text{MPa} ,$$

$$\sigma_{FD2} = \sigma_{FC2} . Y_{R2} . Y_S = 170\ \text{MPa} . 0{,}95 . 1 = 162\ \text{MPa} .$$

f) Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$k_{F1} = \frac{\sigma_{FD1}}{\sigma_{F1}} = \frac{200\ \text{MPa}}{35{,}74\ \text{MPa}} = 6 > 1{,}7 ,$$

$$k_{F2} = \frac{\sigma_{FD2}}{\sigma_{F2}} = \frac{162\ \text{MPa}}{27{,}12\ \text{MPa}} = 6 > 1{,}7 , \quad \text{vyhovuje.}$$

4. *Kontrola ozubení na dotykovou únosnost*

a) Směrodatná obvodová síla v dotyku:

$\varepsilon_\alpha = 1{,}69$ (viz ad 2), pro přímé zuby $\beta = 0°$, $\varepsilon_\beta = 0$,

ze ST1: $Z_\varepsilon = 0{,}871$ a pro $q_L = 1$ je $K_{H\alpha} = 1{,}31$,

$$F_{Ht} = \frac{F_t}{b} . K_1 . K_v . K_{H\alpha} = \frac{890\ \text{N}}{45\ \text{mm}} . 1 . 1{,}25 . 1{,}31 = 32{,}4\ \text{N} . \text{mm}^{-1} .$$

b) Srovnávací Hertzův tlak: ze ST1: $Z_H = 1{,}76$, $Z_M = 272 \sqrt{\text{MPa}}$,

$Z_\varepsilon = 0{,}871$ (viz ad 4a),

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{Ht}}{D_1} . \frac{i+1}{i}} . Z_H . Z_M . Z_\varepsilon =$$

$$= \sqrt{\frac{32{,}4\ \text{N} . \text{mm}^{-1}}{36\ \text{mm}} . \frac{5{,}72 + 1}{5{,}72}} . 1{,}76 . 272 \sqrt{\text{MPa}} . 0{,}871 = 444{,}5\ \text{MPa} .$$

c) Mez cyklické pevnosti boku zubu pro dotykový (Hertzův) tlak (ST1):

$\sigma_{HC1} = 690\ \text{MPa}$, $\sigma_{HC2} = 570\ \text{MPa}$, $Z_{R1} = Z_{R2} = 0{,}95$ (běžně frézováno),

$K_L = 1$ pro mazání v olejové lázni nebo ruční tukem ($\nu = 10^{-4}\ \text{m}^2 . \text{s}^{-1}$ – ze ST1),

$\sigma_{HD1} = \sigma_{HC1} \cdot Z_R \cdot K_L = 690\,\text{MPa} \cdot 0{,}95 \cdot 1 = 655{,}5\,\text{MPa}$,

$\sigma_{HD2} = \sigma_{HC2} \cdot Z_R \cdot K_L = 570\,\text{MPa} \cdot 0{,}95 \cdot 1 = 541{,}5\,\text{MPa}$.

d) Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$k_{H1} = \frac{\sigma_{HD1}}{\sigma_H} = \frac{655{,}5\,\text{MPa}}{444{,}5\,\text{MPa}} = 1{,}47 > 1{,}4,$$

$$k_{H2} = \frac{\sigma_{HD2}}{\sigma_H} = \frac{541{,}5\,\text{MPa}}{444{,}5\,\text{MPa}} = 1{,}22 > 1{,}2, \quad \text{soukolí vyhovuje.}$$

Výpočet na počítači

Pro stejné zadání byl proveden výpočet na počítači podle továrních zvyklostí (dosud v technických jednotkách) (*tab. 27*). Výpočtář, popř. konstruktér, vyplní silně orámovanou část zadávacího protokolu (*tab. 27a*). Některé hodnoty bývají alternativní ve čtyřech sloupcích (zejména modul a šířka zubů). Počítač provede podle programu výpočet všech čtyř alternativ (výpočet alternativy podle druhého sloupce zadávacího protokolu je v *tab. 27b*) a konstruktér si z nich vybere nejvhodnější.

OTÁZKY A ÚKOLY

6.3 Čelní soukolí s cykloidním a hodinářským ozubením

6.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

1. Proč je nejrozšířenější evolventní ozubení? Kdy se použije ozubení cykloidní, hodinářské, cévové, Novikovovo?
2. Ve kterých případech a pro jaké výkony, obvodové rychlosti a převodové poměry se použijí čelní soukolí s přímými, šikmými, šípovými, dvojnásobně šikmými a dvojnásobně šípovými zuby?
3. Může být úhel sklonu zubu β libovolně veliký? Jak veliký bývá?
4. Proč je normálový profil zubů hřebene totožný se základním profilem?
5. Jaký je vztah mezi modulem, roztečí a úhlem záběru v normálové a čelní rovině?
6. Které hodnoty musíme znát, abychom mohli vypočítat průměr roztečné kružnice u čelního kola se šikmými zuby?
7. Počet zubů čelního soukolí se šikmými zuby $z_1 = 18$, $z_2 = 25$, $m_n = 5$ mm, vzdálenost os $a = 110$ mm. Vypočtěte úhel sklonu β. [12°14′]
8. Proveďte rozměrový výpočet čelního soukolí se šikmými zuby, je-li dáno: $z_1 = 16$, $z_2 = 95$, $m_n = 4{,}5$ mm, $\alpha_n = 20°$, $\beta = 15°$.

6.5 Namáhání a výpočet čelních soukolí

1. Nakreslete a vysvětlete silové poměry při záběru čelního soukolí s a) přímými, b) šikmými zuby. Odvoďte vztahy mezi F_n, F a F_r, popř. F_a.
2. Na čem závisí účinnost ozubení čelního soukolí s přímými zuby?
3. Kroutící moment $M_{k1} = 10^4$ N . mm, převodové číslo $i = 3$. Jaký je hnaný kroutící moment M_{k2}, neuvažujeme-li ztráty třením v ozubení a v ložiskách? [$3 \cdot 10^4$ N . mm]
4. Které druhy materiálů, používané pro výrobu ozubených kol, jsou deficitní? Které materiály lze hospodárně použít?
5. Jaké výhody a nevýhody mají ozubená kola z plastů a kdy se použijí?
6. Jak jsou namáhány zuby ozubených kol?
7. Jak se projevuje porušení boků zubů u kol namáhaných na dotykový (Hertzův) tlak?
8. Proveďte předběžný a kontrolní pevnostní výpočet pastorku s čelním přímým ozubením, je-li dáno: $P_1 = 50$ kW, $n_1 = 16{,}67\,\text{s}^{-1}$, $z_1 = 18$, materiál 16 420, cementováno, kaleno, spoluzabírající kolo z oceli, $i = 4$. Volte poměr $\psi_m = b/m = 20$, provozní součinitel $K_1 = 1{,}25$. [$m = 4$ mm]

Tab. 27a. Zadávací protokol pro výpočet ozubených kol na počítači

Zadávací protokol

Výpočet ozubení podle ČSN 01 4686

ČELNÍ KOLA S PŘÍMÝMI A ŠIKMÝMI ZUBY

Program: J-45
Volací číslo: 135

Středisko:
Zadavatel:
Číslo úkolu:

Děruje se po sloupcích silně orámovaná část.

Číslo výpočtu		–	–	14(			
Datum		–	–	15(*23. 9. 1975*			
Text				16(*Kontrola čelního ozubení*			
Počet zubů	pastorek	–	z_1	17(*18*	17(*18*	17(*18*	17(*18*
	kolo	–	z_2	*103*	*103*	*103*	*103*
Modul normálový		mm	m_n	*1,5*	*2*	*2,5*	*2,5*
Úhel záběru			α_n	*20*			
		'		*0*			
		"		*0*			
Úhel sklonu zubů		°	β	*0*			
		'		*0*			
		"		*0*			
Šířka zubů věnce		mm	b	*50*	*50*	*40*	*50*
Příkon		kW	P	*2,4*			
Otáčky pastorku		min^{-1}	n_1	*1425*			
Boční vůle		mm	c_n	*0,080*			
Výška paty zubu		mm	h_f	$1,25 . m_n$			
Modul pružnosti	pastorek	$kp.mm^{-2}$	E_1	*21 000*			
	kolo	$kp.mm^{-2}$	E_2	*21 000*			
Osová vzdálenost		mm	a	18(*0*	18(	18(	18(
Jednotkové posunutí	pastorek	–	x_1	*0*			
	kolo	–	x_2	*0*			
Hlavový průměr	pastorek	mm	D_{a1}	*0*			
	kolo	mm	D_{a2}	*0*			
Součinitel	hlavové vůle	0,25	c_a	19(*0,25*	19(	19(	19(
	zaoblení hlavy nástroje	0,38	R_f	*0,38*			
Šířka zubů	pastorek	mm	b_1	*55*	*55*	*45*	*55*
	kolo	mm	b_2	*50*	*50*	*40*	*50*
Úchylka základní rozteče		µm	f_{pbe}	*16*			

Pokračování

Poissonova konstanta	pastorek		–	μ_{11}	*0,3*			
	kolo		–	μ_{12}	*0,3*			
Součinitel	provozní		K_1		*1,25*			
	vnitřní dynamické síly		K_v		*1,10*			
	nerovnoměrného zatížení boků zubů	ohyb	$K_{F\beta}$		*1,00*			
		dotyk	$K_{H\beta}$		*1,00*			
	drsnosti v oblasti paty		Y_R		*1,02*			
	vrubu patní přechodové křivky		Y_S		*1,20*			
	velikosti paty zubu		K_{FX}		*1,00*			
	obvodové rychlosti		Z_v		*0,85*			
	velikosti boků zubů		K_{HX}		*1,00*			
	drsnosti boků zubů		Z_R		*1,00*			
	maziva		K_L		*1,00*			
	povrchového kalení		P_K		*1,00*			
Časová pevnost materiálu	ohyb	pastorek	$\sigma_{F\,lim\,1}$		*18,90*			
		kolo	$\sigma_{F\,lim\,2}$		*15,30*			
	dotyk	pastorek	$\sigma_{H\,lim\,1}$		*57,00*			
		kolo	$\sigma_{H\,lim\,2}$		*47,00*			
Materiál např. 15 241.3		pastorek	ČSN		*15 241.0*			
		kolo	ČSN		*11 700.0*			
Pevnost	pastorek	min.	$kp.mm^{-2}$		*80*			
		max.	$kp.mm^{-2}$		*95*			
	kolo	min.	$kp.mm^{-2}$		*70*			
		max.	$kp.mm^{-2}$		*80*			
Povrchová úprava	kaleno např. 58 ± 3	pastorek	58	HRC	*0*			
			3	tolerance	*0*			
	kaleno např. 50 ± 5	kolo	50	HRC	*0*			
			5	tolerance	*0*			
					20(	20(	20(	20(

Chceme-li počítat jen rozměry ozubení bez pevnostního výpočtu, vynechá se celá část 19(. Znak 20(je závazný, musí být za každým příkladem.

Varianty pro výpočet rozměrů:

Je-li a
- > 0 – vypočítá se x_1, x_2 na vyrovnání měrných skluzů,
- $= 0$ – vypočítá se a pro zadané x_1, x_2,
- < 0 – vypočítá se x_1 pro zadané x_2.

Je-li $D_{a1,2}$
- $= 0$ – vypočítá se
- $\neq 0$ – počítá se pomocí zadaných hodnot

Nejsou-li zadané hodnoty a, x_1, x_2, D_{a1}, D_{a2} a údaje o materiálu, píše se do zadání 0 (nula).

Tab. 27. Zadávací protokol pro výpočet ozubených kol na počítači

J-45: VYPOCET CELNIHO OZUBENI–ROZMERY, SKLUZY, HERTZ

PEVNOST DLE CSN 01 4686

DATUM: 23. 9. 1975 CISLO: 2

KONTROLA CELNIHO SOUKOLI

ZADANO:

SYMBOL	PASTOREK	KOLO	SPOLECNE	ROZMER
Z	18	103		
MN			2,00	MM
ALFAN			20 : 0″ 0″ ″	STUP
BETA			0 : 0″ 0″ ″	STUP
B			50,0	MM
P			2,4	KW
N1			1425,00	1/MIN
CN			0,080	MM
W			1,25	
E	21000	21000		KP/MM2
KSI	0,00000	0,00000		
C			0,250	
RF			0,380	
BWF	55,0	50,0		MM
FPBE	16			NM
NI	0,300	0,300		
KI			1,250	
KV			1,100	
KFB			1,000	
KHB			1,000	
YR			1,02	
YS			1,20	
KFX			1,00	
ZV			0,85	
KHX			1,00	
ZR			1,00	
KL			1,00	
PK		1,00		
SFLIM	18,90	15,30		
SHLIM	57,00	47,00		
MATERIAL	15241,0	11700.0		
PEVNOST	80- 95	70- 80		
KALENO				

Pokračování

RESENI:

D	36,000	206,000		MM
DF	31,000	201,000		MM
DA	40,233	210,233		MM
DZ	33,82893	193,57668		MM
DV	36,035	206,198		MM
ZM	3	12		
M	15,2649	70,7842		MM
BM	0,0	0,0		MM
ZN	18,00	103,00		
I			5,722	
A			121,117	MM
KSI	0,00000	0,00000		
EPSALFA			1,723	
EPSBETA			0,000	
EPSSUMA			1,723	
MK			1,6	KPM
HA			100,30	KP/MM2
HB			40,21	KP/MM2
HC			36,65	KP/MM2
HD			35,69	KP/MM2
HE			29,70	KP/MM2
SIGMD	0,505	−1,021		
SIGME	−8,983	0,900		
ROA	0,7	41,0		MM
ROB	5,0	36,7		MM
ROC	6,2	35,5		MM
ROD	6,6	35,1		MM
ROE	10,9	30,8		MM
Y	0,50484	0,50484		MM
V	1,61169	1,61169		MM
T	2,77410	2,77410		MM
V"	2,12034	2,11641		MM
T"	3,13761	3,14147		MM
KFALFA			1,723	
WFT	3,925	4,318		KP/MM
SNF	3,812581	4,520061		MM
HF	3,820370	3,791319		MM
ALFANF	0,5287939	0,3904173		RAD
YF	2,898	2,191		
YBETA			1,000	
SIGMAF	3,301	2,746		KP/MM2
ZEPS			0,871	
QLH			1,000	

Pokračování

KHALFA			1,317	
ZM			85,707	*KP/MM2
ZH			1,757	
WHT			3,302	KP/MM
SIGMAHA			99,339	KP/MM2
SIGMAHB			48,160	KP/MM2
SIGMAHC			43,058	KP/MM2
SIGMAHD			41,190	KP/MM2
SIGMAHE			35,118	KP/MM2
SF	7,008	6,820		
SHA	0,488	0,402		
SHB	1,006	0,830		
SHC	1,125	0,928		
SHD	1,176	970		
SHE	1,380	1,138		

6.6 Kuželová soukolí

Přenos krouticího momentu mezi různoběžnými hřídeli (hnací a hnaný) se obvykle provádí kuželovými koly.

Kuželová kola se rozdělují podle vzájemné polohy os (*tab. 28*) a podle tvaru křivky boku zubu (*tab. 16*).

6.6.1 Rozměry a geometrie ozubení

Některé pojmy, např. výška hlavy a paty zubu, profilová křivka apod., jsou stejné jako u čelních ozubených kol. Odlišnosti jsou uvedeny na *obr. 58* a v dalším textu.

Všechny délkové rozměry, které se vztahují k ozubení, musí být přesně vypočteny (na setiny milimetru, úhly až na vteřiny). Hlavový průměr D_{ae} má toleranci h10, úhel hlavového kužele $\pm 5'$.

Protože hřídele kuželových kol jsou různoběžné, je jedno z kol, obvykle pastorek, uloženo letmo. Hlavní ložisko pastorku se umísťuje co nejblíže ke kolu (*obr. 59*). Hřídele i skříň převodovky musí být dostatečně tuhé, aby soukolí nadměrně nehlučelo. Jedno z kol, lépe však obě, mají být osově nastavitelná.

Tvary zubů se vyšetřují na rozvinutém plášti vnějšího *doplňkového kužele* (*obr. 60*).

Poloměr rozvinutého pláště doplňkového kužele

$$R_n = \frac{R}{\cos\delta}.$$

Dosazením za $R = \frac{1}{2}m \,.\, z$ dostáváme

$$R_n = \frac{1}{2}\frac{m \,.\, z}{\cos\delta},$$

kde $z/\cos\delta = z_n$ je *počet zubů porovnávacího kola* (viz dále).

Tab. 28. Rozdělení kuželových soukolí podle vzájemné polohy os

Název	Vyobrazení	Poznámka
Soukolí s vnějším ozubením – kosoúhlé		$\Sigma \lesseqgtr 90°$
– pravoúhlé		$\Sigma = 90°$ V praxi se vyskytuje nejčastěji
Soukolí základní s rovinným (základním) kolem		Základní (rovinné) kolo – kolo s úhlem roztečného kužele $\delta_2 = 90°$ – kužel přechází v rovinu; je obdobou hřebenového ozubení, resp. základního profilu u čelních kol.
Soukolí s vnitřním ozubením		

Poloměr R_n je roztečný a zároveň odvalovací poloměr evolventních zubů s výškou hlavy $h_a = m$ a výškou paty $h_f = m + c_a$. Hlavová vůle c_a je u kuželových kol obvykle 0,1667*m*, někdy 0,123*m* (Bilgramův způsob) nebo 0,188*m* (způsob Gleason). Čelní kola s evolventním profilem zubu a roztečným poloměrem R_n jsou *kola porovnávací* (*obr. 60*).

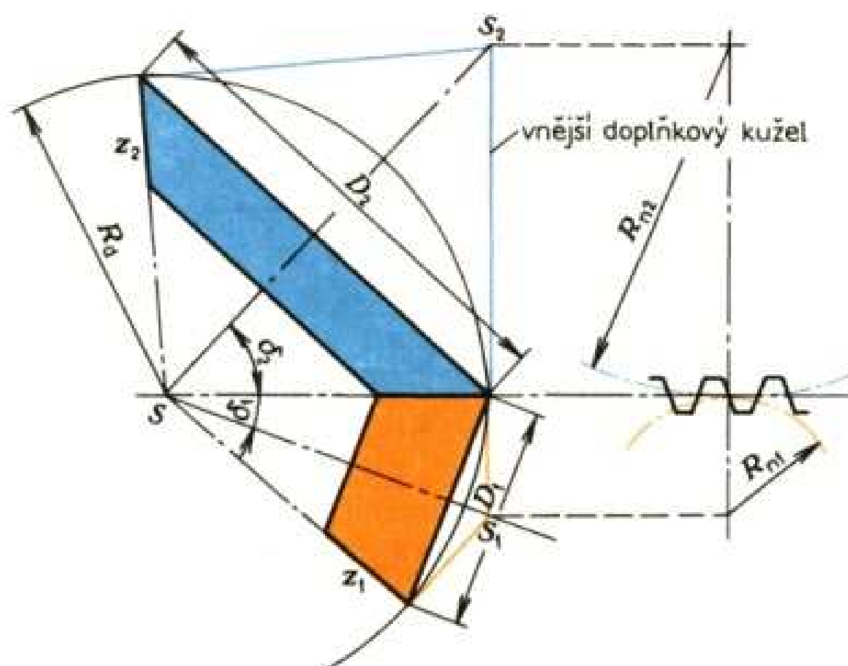
Obr. 58. Základní pojmy u kuželových ozubených kol

roztečný kužel – úhel roztečného kužele δ, hlavový kužel – úhel hlavového kužele δ_a, patní kužel – úhel patního kužele δ_f; úhly zubu: ϑ_a – úhel hlavy zubu, ϑ_f – úhel paty zubu, ϑ – úhel zubu, b – šířka ozubení, R_d – délka povrchové přímky roztečného kužele (poloměr základního kola), D_{ae} – vnější hlavový průměr, D_{ai} – vnitřní hlavový průměr, B – výška vnějšího hlavového kužele, D – roztečný průměr, h – výška zubu, h_a – výška hlavy zubu, h_f – výška paty zubu

Zuby kuželových kol se směrem k vrcholu zužují, mění svoje rozměry. Za základ pro výrobu jsou vzaty rozměry zubů na vnějším doplňkovém kuželi. Profil zubu na tomto kuželi je stejný jako profil zubu porovnávacího kola. Nemá-li dojít k podřezání pat zubů při výrobě kuželového kola odvalovacím způsobem, nesmí klesnout počet zubů porovnávacího kola z_n pod hodnotu z_p (praktický mezní počet zubů $z_p = \frac{5}{6}\frac{2}{\sin^2 \alpha}$).

$l_1 \doteq 2,5\, D_1$
$l_2 \doteq 0,72\, D_2$

Obr. 59. Uložení kuželových kol



Obr. 60. Doplňkové kužele pro definování porovnávacího kola

Musí tedy platit:

$$z_n > z_p,$$

$$\frac{z}{\cos\delta} > \frac{5}{6}\,\frac{2}{\sin^2\alpha} \Rightarrow z > \frac{5}{6}\,\frac{2}{\sin^2\alpha}\,.\cos\delta\,.$$

Pro záběrový úhel $\alpha = 20°$ je $z_p = 14\cos\delta$.

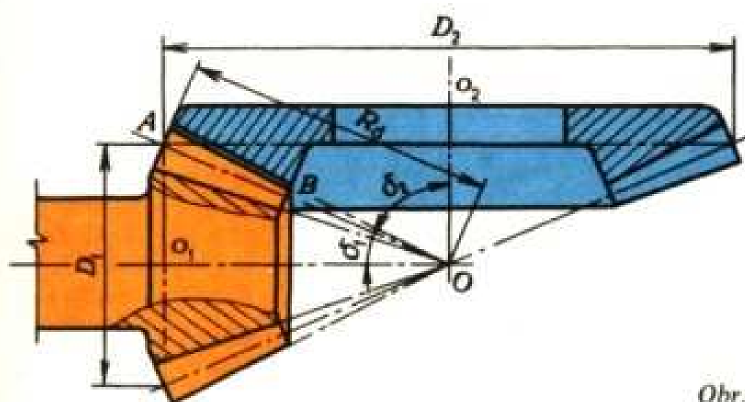
Kuželová kola s menším počtem zubů než z_p je třeba korigovat.

Vyjádření *převodového čísla* je stejné jako u čelních soukolí:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Dosadí-li se podle *obr. 61* za $D_1 = 2R_d\,.\sin\delta_1$ a za $D_2 = 2R_d\,.\sin\delta_2$, je převodový poměr též

$$i_{1,2} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}.$$



Obr. 61. Pastorek v záběru s kolem

Z toho vyplývá, že kuželová kola *nejsou sdružená*. Proto přísluší při daném $i_{1,2}$ pastorku zcela určité talířové kolo.

Úhel roztečného kužele se vypočítá ze vztahu:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{O_1A}{O_1O} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i_{1,2}}.$$

Poloměr základního kola:

$$R_d = \frac{R_1}{\sin \delta_1} = \frac{R_2}{\sin \delta_2}.$$

Počty zubů pastorku a kola je nutno volit tak, aby nebyla překročena povolená obvodová rychlost při dané přesnosti ozubení, aby z_1 a z_2 byla nesoudělná čísla a $z_1 > z_p . \cos \delta_1$. Soukolí má pak tichý chod, větší trvanlivost a není nutná korekce. Předběžně se volí modul a šířka zubů a kontrolují se pevnostním výpočtem.

Šířka $b = R_d - \dfrac{R_n}{\sin \delta_a} = (5 \text{ až } 8)m$ a nemá být větší než $b = \dfrac{R_d}{3 \text{ až } 3{,}5}$.

Postup výpočtu rozměrů soukolí je v *tab. 29*.

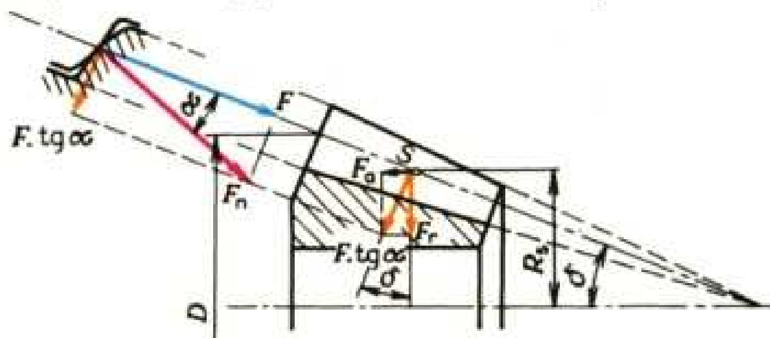
6.6.2 Silové poměry. Pevnostní výpočet podle ČSN

Silové poměry se vyšetřují v bodě S, který půlí šířku zubu b (*obr. 62*). Pevnostní výpočet se dělá pro čelní porovnávací kola, kde $Y_\varepsilon = Z_\varepsilon = 1$. Místo $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$ je třeba dosazovat součinitele nerovnoměrnosti zatížení $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,2$.

6.6.3 Kuželová soukolí se šikmými, šípovými a zakřivenými zuby (*tab. 16*)

Výhody proti soukolím s přímými zuby:

- delší záběr, a tím klidný chod,
- větší životnost,
- přenesou větší výkony,
- při pečlivém obrobení lže dosáhnout většího převodového poměru,
- pastorky mohou mít malý počet zubů – $z_1 = 5$ až 7,
- paloidní zuby jsou méně citlivé na nepřesné uložení.



Obr. 62. Silové poměry na kuželovém kole

obvodová síla: $F = \dfrac{M_k}{R_s}$,

normálová síla: $F_n = \dfrac{F}{\cos \alpha}$,

axiální síla: $F_a = F . \operatorname{tg} \alpha . \sin \delta$,

radiální síla: $F_r = F . \operatorname{tg} \alpha . \cos \delta$,

kroutící moment: $M_k = \dfrac{P}{2\pi . n}$.

Tab. 29. Výpočet rozměrů kuželových soukolí N

Název	Označení (*obr. 58*)	Vzorce	
		Pastorek	Kolo
Převodové číslo	$i_{1,2}$	$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2}$	
Počet zubů DR	z_1, z_2	z_1 – voleno	$z_2 = i_{1,2} . z_2$
Modul DR	m	m – z pevnostního výpočtu	
Úhel záběru DR	α	α – voleno	
Rozteč	t	$t = \pi . m$	
Průměr roztečné kružnice DR	D_1, D_2	$D_1 = m . z_1$	$D_2 = m . z_2$
Úhel roztečného kužele K	δ_1, δ_2	$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$	$\delta_2 = 90 - \delta_1$
Výška hlavy zubu	h_a	$h_a = m$	
Výška paty zubu	h_f	$h_f = h_a + c_a$	
Výška zubu	h	$h = h_a + h_f$	
Průměr hlavové kružnice	D_{ae1}, D_{ae2}	$D_{ae1} = D_1 + 2h_a . \cos \delta_1$	$D_{ae2} = D_2 + 2h_a . \cos \delta_2$
Poloměr základního kola K	R_d	$R_d = \frac{D_1}{2 . \sin \delta_1}$	
Úhel hlavy zubu	ϑ_a	$\operatorname{tg} \vartheta_a = \frac{h_a}{R_d}$	
Úhel paty zubu K	ϑ_f	$\operatorname{tg} \vartheta_f = \frac{h_f}{R_d}$	
Úhel zubu	ϑ	$\vartheta = \vartheta_a + \vartheta_f$	
Úhel hlavového kužele K	δ_{a1}, δ_{a2}	$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_a$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_a$
Úhel patního kužele K	δ_{f1}, δ_{f2}	$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_f$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \vartheta_f$
Úhel doplňkového kužele K	γ_1, γ_2	$\gamma_1 = 90^\circ - \delta_1 = \delta_2$	$\gamma_2 = 90^\circ - \delta_2 = \delta_1$
Šířka ozubení K	b	$b_{max} = \frac{1}{3} R_d$	
Montážní vzdálenost K	A	$A = B + C$	
Výška vnějšího hlavového kužele	B_1, B_2	$B_1 = \frac{D_{a1}}{2 \operatorname{tg} \delta_{a1}}$	$B_2 = \frac{D_{a2}}{2 \operatorname{tg} \delta_{a2}}$
Pomocná míra K	C	podle konstrukce	
Počet zubů porovnávacího kola	z_{n1}, z_{n2}	$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$

Nevýhody

Obráběcí stroje a nástroje jsou drahé, u paloidního a šikmého ozubení málo výkonné. U kol s eloidním a kruhovým ozubením jsou sice výkonné, ale mají při výrobě velmi dlouhé seřizovací časy (vhodné pouze pro sériovou výrobu).

Kuželová soukolí se šikmými zuby se již málo používají. Kola se šípovými zuby se používají k přenášení velkých výkonů při malých obvodových rychlostech, např. u vodních turbín. V posledních letech se začínají prosazovat kola eloidní.

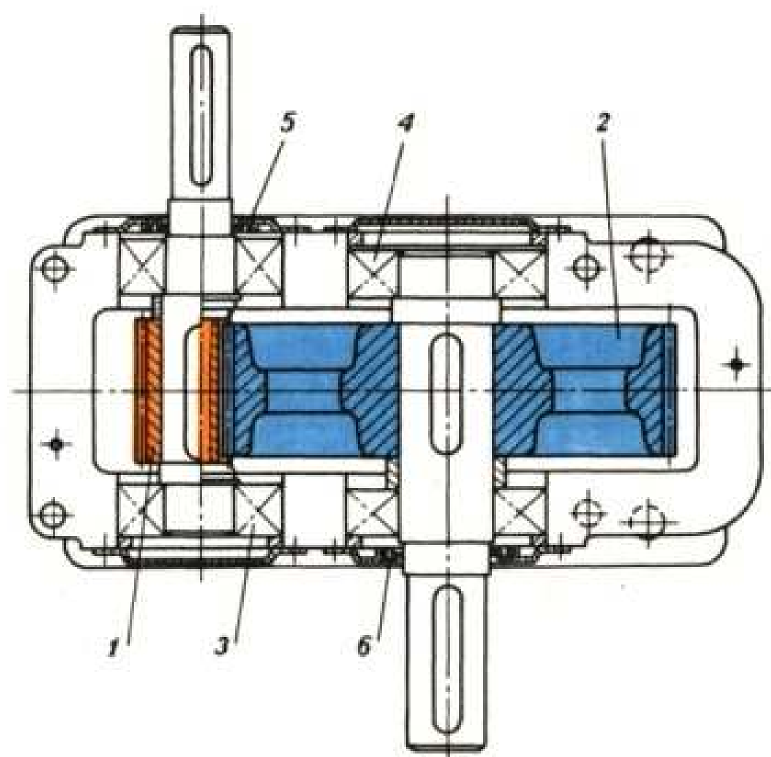
6.7 Ozubená kola a převodovky

6.7.1 Konstrukce ozubených kol

Přestože mohou být ozubená kola z mnoha různých materiálů, vyrábějí se převážně z oceli a litiny. Jejich provedení jsou v *tab. 30.*

6.7.2 Průmyslové převodovky

Jsou to strojní zařízení, která přenášejí krouticí moment a současně snižují (zvyšují) otáčky hnacího stroje (zpravidla elektromotoru) na požadovaný počet otáček hnaného stroje. U jednostupňové převodovky s čelními koly se připouští převodový poměr $i \leqq 8$, u dvoustupňové $i \leqq 45$ a třístupňové $i \leqq 200$.



Obr. 63. Převodovka s jedním čelním soukolím (TS 03 0311)

1 – pastorek, *2* – ozubené kolo, *3* – ložisko vstupního hřídele, *4* – ložisko výstupního hřídele, *5* – těsnicí kroužek vstupního hřídele, *6* – těsnicí kroužek výstupního hřídele

Tab. 30. Příklady provedení ozubených kol

Vysvětlivky	Vyobrazení
Pastorek v celku s hřídelem (při malém počtu zubů) $\frac{d}{D} \leq 0{,}9$	D d
Pastorek přivařený k hřídeli	
Pastorek na hřídel nasazený – obvyklé $\frac{d}{D} \leq 0{,}5$	D d
Kolo – věnec s nábojem spojen kotoučem, pro kola do průměru 400 mm. Tloušťka kotouče: $w = (1{,}4 \text{ až } 2)\,m$, tloušťka náboje ze šedé litiny: $s = 0{,}4d + 10$ mm, z oceli na odlitky: $s = 0{,}3d + 10$ mm, z oceli: $s = 0{,}25d$	w d s a) b)
Kolo bez náboje – menší hmotnost, dobré vystředění, snadná vyměnitelnost	

Pokračování

Vysvětlivky	Vyobrazení
Kola velkých průměrů – bývají litá, věnec s nábojem spojen rameny. Materiál do obvodové rychlosti $v = 7\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$: šedá litina, do $v = 20\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$: ocel na odlitky. Poměrné rozměry: $b = \psi_m\,.\,m$ (viz ST1), $s_v = 1{,}3m + 0{,}02b$ pro ramena eliptická, křížová nebo tvaru T, $s_v = 1{,}1m + 0{,}02b$ pro ramena tvaru I. Počet ramen i_r	průřezy ramen

Do průměru kola (mm)		Počet ramen i_r
nedělená	dělená	
600	–	3
1 000	1 600	4
1 500	–	5
2 400	3 000	6
–	větší	8

Vysvětlivky	Vyobrazení
Rozměry ramena: $\delta_1 = (1{,}4$ až $1{,}7)\,m$, $\delta_2 = 1{,}1m$, $h_1 = 10m$, $h_2 = 8m$ Délka náboje: $L = (1{,}25$ až $1{,}5)\,d$ nebo $L = b + 0{,}05D$	
Dělená kola – usnadňují dopravu a montáž. Průměr šroubů dělených kol: u náboje $d_s = d/8 + 10$ mm, u věnce $d_s = (1{,}1$ až $1{,}2)\,m$	
Svařované kola: a) menší,	a)

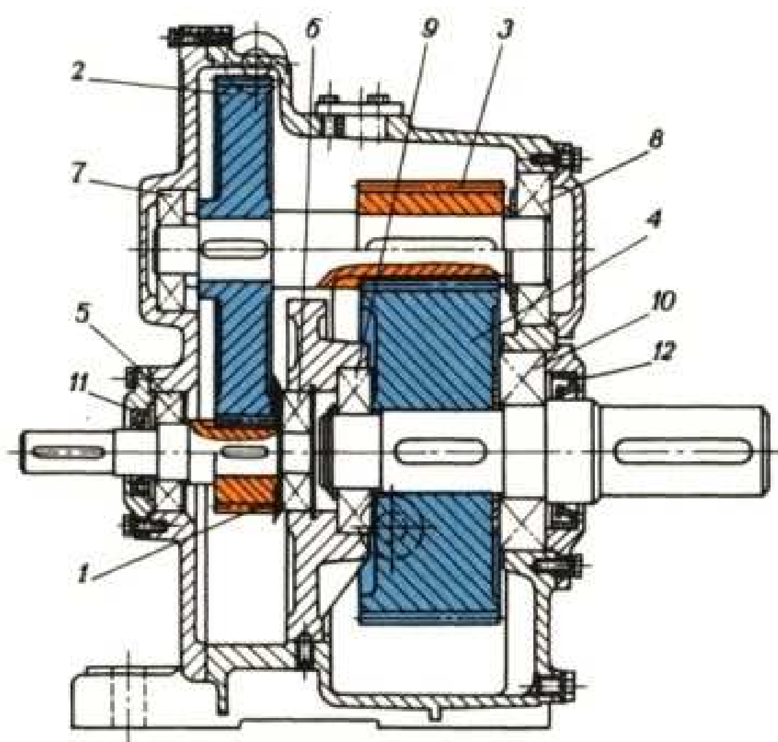
Pokračování

Vysvětlivky	Vyobrazení
b) střední, c) velká	b) c)
Kola z plastů – dobré mechanické a kluzné vlastnosti, dlouhá životnost, tichý chod	
Ozubená kola v přesné mechanice: a) ozubení v celku s hřídelem, b) pastorek zalisovaný do hřídele, c) kola prostřižená z plechu (pásu), d) soustružené kolo	a) b) c) d)
Kuželový pastorek – nejčastěji kovaný, někdy lze kovat v zápustce včetně ozubení. Pro malé průměry z jednoho kusu s hřídelem	

Pokračování

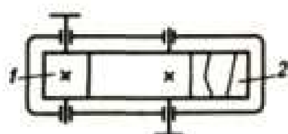
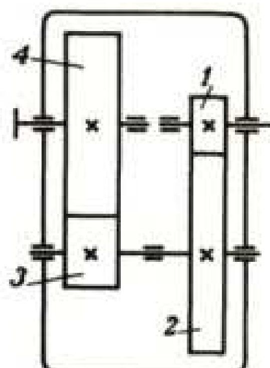
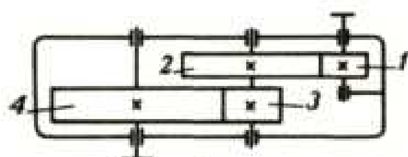
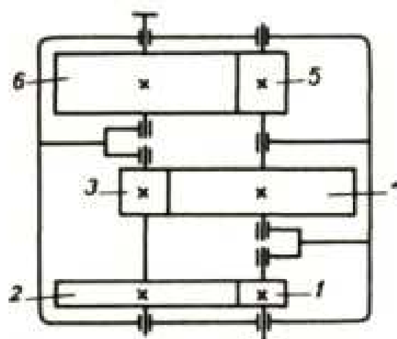
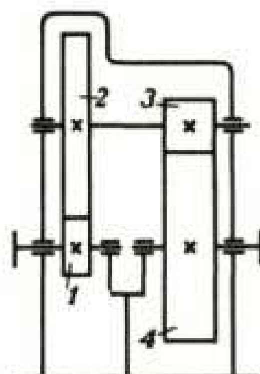
Vysvětlivky	Vyobrazení
Talířové kolo – lité nebo kované. Pro velké průměry může být provedeno též jako kolo složené	

Převodovka se skládá z jednoho nebo více soukolí, která jsou uložena v utěsněné skříni. Skříně jsou převážně odlitky z litiny, popř. oceli na odlitky nebo z hliníkových slitin (*obr. 63, 64*), jsou však i skříně svařované. Schémata základních typů průmyslových převodovek jsou v *tab. 31*.



Obr. 64. Převodovka se dvěma čelními soukolími s hřídeli ve svislé rovině (TS 03 0328)
1 – pastorek vstupního hřídele, *2* – ozubené kolo středního (předlohového) hřídele, *3* – pastorek středního (předlohového) hřídele, *4* – ozubené kolo výstupního hřídele, *5, 6* – ložiska vstupního hřídele, *7, 8* – ložiska středního hřídele, *9, 10* – ložiska výstupního hřídele, *11* – těsnicí kroužek vstupního hřídele, *12* – těsnicí kroužek výstupního hřídele

Tab. 31. Průmyslové převodovky

Označení – schéma	
TS 030 311 Převodovka s jedním čelním soukolím 	TS 030 334 Převodovka se dvěma čelními soukolími a se souosými hřídeli 
TS 030 326 Převodovka s dvěma čelními soukolími 	TS 030 341 Převodovka se třemi čelními soukolími 
TS 030 328 Převodovka se dvěma čelními soukolími s hřídeli ve svislé rovině 	TS 030 402 Převodovka s jedním kuželovým soukolím 

Pokračování

Označení – schéma	
TS 030 406 Převodovka s jedním kuželovým a jedním čelním soukolím	TS 030 411 Převodovka s jedním kuželovým a dvěma čelními soukolími

Hřídele jsou uloženy většinou ve valivých ložiskách, při velkých a rázových zatíženích v kluzných ložiskách.

Skříň převodovky, dělená ve výši os hřídelů, se skládá ze spodní části a víka. Spodní část skříně slouží jako olejová vana. Výška hladiny oleje se kontroluje olejoznaky.

Průmyslové převodovky vyráběné našimi závody jsou typizované (firemní katalogy), ale i jednoúčelové.

Příkony jednotlivých typů převodovek jsou uvedeny ve výkonových tabulkách v závislosti na velikosti převodovky, otáčkách vstupního hřídele a převodovém poměru.

Převodovka a s ní spojené mechanismy musí být uloženy na tuhé konstrukci nebo na základě, aby byla zabezpečena stálost jejich vzájemné polohy.

OTÁZKY A ÚKOLY

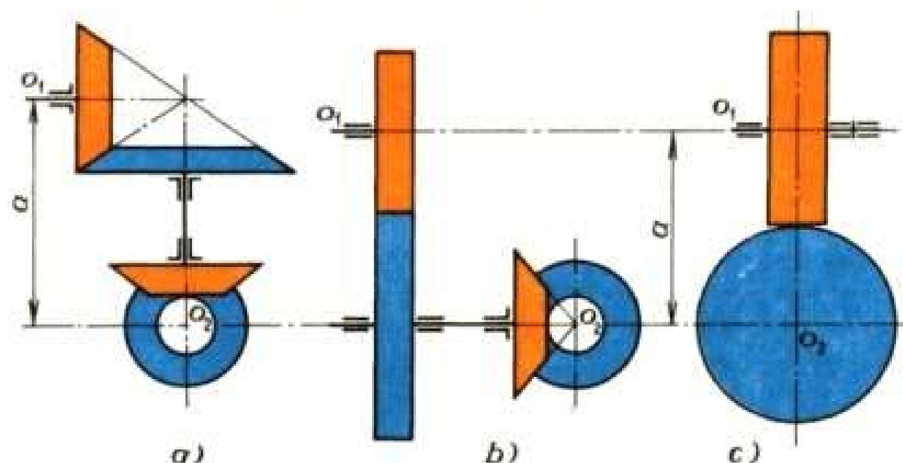
6.6 Kuželová soukolí

1. Kdy se použije kuželových soukolí s přímými, šikmými, šípovými, kruhovými, paloidními a eloidními zuby?
2. Co je to základní kuželové kolo a jaký je jeho význam?
3. Jak velký je úhel os Σ u vnějšího, základního a vnitřního kuželového soukolí?
4. Nakreslete v řezu kuželové kolo s přímými zuby, zakótujte všechny jeho úhly a napište, jak se tyto úhly nazývají.
5. Nakreslete roztečné kužele, je-li průměr roztečné kružnice pastorku $D_1 = 40$ mm, převodový poměr $i = 2{,}5$ a úhel os $\Sigma = 90°$.
6. Proveďte výpočet rozměrů kuželového soukolí s přímými zuby, je-li dáno: $z_1 = 23$, $z_2 = 55$, $m = 10$ mm, $\Sigma = 90°$.

6.8 Šroubová soukolí

Převod mezi mimoběžnými hřídeli lze provést:

dvěma páry kuželových kol (*obr. 65a*),
jedním párem čelních a jedním párem kuželových kol (*obr. 65b*),
jedním šroubovým soukolím (*obr. 65c*).



Obr. 65. Spojení mimoběžných hřídelů
a) dvěma páry kuželových kol, b) jedním párem čelních a jedním párem kuželových kol,
c) šroubovým soukolím

Prvá dvě provedení jsou složitá a drahá.

Teoreticky správné šroubové soukolí je soukolí hyperbolické. Základem jsou rotační hyperboloidy, které se po sobě odvalují a smýkají ve směru styčné přímky. Těchto soukolí se téměř nepoužívá, neboť jejich výroba je velmi drahá a obtížná. Praktická řešení jsou v *tab. 32*.

6.8.1 Převodové číslo a účinnost válcového šroubového soukolí

Převodové číslo:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1};$$

protože

$$D_1 = m_{t1} \,.\, z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta_1} \,.\, z_1 ,$$

$$D_2 = m_{t2} \,.\, z_2 = \frac{m_n}{\cos \beta_2} \,.\, z_2 ,$$

lze dosadit za $z_1 = \dfrac{D_1 \,.\, \cos \beta_1}{m_n}$, za $z_2 = \dfrac{D_2 \,.\, \cos \beta_2}{m_n}$, takže

$$i_{1,2} = \frac{D_2 \,.\, \cos \beta_2}{D_1 \,.\, \cos \beta_1} .$$

Tab. 32. V praxi používaná šroubová soukolí

Název – vyobrazení	Charakteristika a použití
Válcové soukolí	Dvě čelní kola se šikmými zuby, úhel sklonu zubů $\beta_1 \neq \beta_2$, ale stejný smysl (jen u soukolí, která se mají otáčet v obou smyslech, se dělá $\beta_1 = \beta_2$). Od čelních kol se liší hlavně podélným skluzem a bodovým záběrem. Proto mohou přenášet jen malé výkony. Účinnost je špatná (závisí na úhlu sklonu zubů). Použití: pro převod do pomala až do $i_{1,2} = 4$, výjimečně $i_{1,2} = 6$. Hodí se pro pohony otáčkoměrů, tachometrů, rozdělovačů a zubových čerpadel malých výkonů
Hypoidní soukolí	Kuželová kola se šikmými nebo zakřivenými zuby, jejichž osy se neprotínají. Při stejných rozměrech může hypoidní soukolí přenášet větší výkon než soukolí kuželové. Účinnost asi 94 až 96 %. Tichý a plynulý chod. Pastorek i kolo lze uložit ve dvou ložiskách (u kuželového soukolí pastorek většinou letmo). Aby se omezily ztráty třením a zmírnilo oteplení, dělá se přesazení os a co nejmenší: $a = (0{,}1$ až $0{,}2)\,D_2$, u automobilů bývá 25 mm
Planoidní soukolí	Zubní boky kola jsou rovinné – obrábějí se na normální frézce. Má přímkový záběr; přesazení pastorku je omezeno asi na 1/6 až 1/3 průměru kola. Používá se pro převodová čísla $i_{1,2} = 1{,}5$ až 10. Výhoda: nízká výrobní cena při větším počtu kusů
Spiroidní soukolí	Nový druh soukolí. Hnacím členem je kuželový šnek, kolo má obloukovitě zakřivené zuby. Může přenášet velké zatížení. Hodnota přesazení je mezi hodnotami pro hypoidní a šnekové soukolí (tj. $0{,}2D_2 < a < 0{,}5D_2$). Spiroidní soukolí bylo již vyrobeno s převodem $i_{1,2} = 10$ až 300

Pokračování

Název – vyobrazení	Charakteristika a použití
Soukolí Helicon	Hnacím členem je válcový pastorek. Snadno se vyrábí. Použití pro převod $i_{1,2} = 10$
Šnekové soukolí	(Viz kap. 6.9)

Protože $\beta_1 + \beta_2 = 90°$, $\cos\beta_2 = \sin\beta_1$, pak

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \operatorname{tg}\beta_1 .$$

Převodové číslo je závislé nejen na poměru roztečných průměrů, ale také na sklonu zubů. Mají-li být průměry D_1, D_2 stejné (velmi častý požadavek), docílí se požadovaného čísla $i_{1,2}$ vhodnou volbou β_1 a β_2. Má-li se otáčet soukolí v obou smyslech se stejnou účinností, musí být $\beta_1 = \beta_2$ a požadovaný převod bude záviset na volbě průměrů. Při $\beta_1 = \beta_2$ se docílí nejmenší osové vzdálenosti. Jen pro jeden případ je však *účinnost šroubového soukolí* největší, a to pro

$$\beta_1 = 45° + \frac{\varphi'}{2}, \qquad \beta_2 = 45° - \frac{\varphi'}{2},$$

kde φ' je třecí úhel, $\operatorname{tg}\varphi' = \dfrac{f}{\cos\alpha}$.

Součinitel tření f závisí na materiálu zubů, hladkosti povrchů zubních boků a na jakosti mazání. Rozmezí hodnot součinitele tření $f = 0{,}02$ až $0{,}2$; α je úhel záběru. Účinnost ozubení je tedy větší, když $\beta_1 > \beta_2$, přičemž v rozsahu $\beta_1 = 35$ až $65°$ jsou rozdíly v účinnosti celkem malé ($\eta_z = 68$ až $73\,\%$).

Smysl otáčení šroubových kol závisí na smyslu otáčení hnacího kola, na smyslu stoupání šroubovice zubů a na poloze hnacího kola vůči hnanému.

6.8.2 Výpočet hlavních rozměrů pravoúhlého šroubového soukolí

Pro výpočet musí být dáno: přenášený výkon P (W), otáčky hnacího n_1 a hnaného n_2 hřídele (s^{-1}). Tím je dáno převodové číslo $i_{1,2} = n_1/n_2$.

Postup výpočtu:

1. za předpokladu, že $D_1 = D_2$, se vypočítá β_1 a β_2, jinak se β_1 volí s ohledem na účinnost,
2. zvolí se počet zubů hnacího kola z_1 ($z_1 > z_p . \cos^3 \beta_1$) a vypočte se z_2,
3. zvolí se materiál kol a pevnostním výpočtem se určí modul m,
4. hlavní rozměry soukolí se vypočtou jako u čelních kol se šikmými zuby.

Pro šroubová soukolí se často používá kombinací materiálů ocel–bronz, stejně jako pro soukolí šneková. Hnací kola bývají zpravidla kalená nebo cementovaná a kalená, hnaná kola pak bronzová.

6.9 Šneková soukolí

jsou zvláštním případem pravoúhlých šroubových soukolí, kde počet zubů pastorku klesl na $z_1 = 1$ až 9. Roztečný průměr pastorku se zmenší tak, že zuby vytvoří souvislý závit.

Šneková soukolí se používají pro převody mezi mimoběžnými hřídeli pro malé výkony od 0,03 do 100 až 150 kW. Byla však již vyrobena i soukolí pro výkony až 735 kW, kroutící momenty do 250 000 N . m, počet otáček n až 500 s^{-1} a obvodové rychlosti v až 70 m . s^{-1}. Jsou zvlášť výhodná tam, kde se vyžaduje tichý chod a tlumení chvění při záběru kol. Soukolí s jednochodým šnekem ($z_1 = 1$) se používá také jako dělicí soukolí u nejpřesnějších odvalovacích frézek.

Výhody

1. Jedním soukolím lze získat velké převodové číslo, běžně $i_{1,2} = 60$ až 70, někdy 100 i více (pro přenos menších výkonů).
2. Tichý chod při libovolném počtu otáček (nejtišší ozubený převod).
3. Možnost dosažení samosvornosti.

Nevýhody

1. Menší účinnost než u valivých soukolí (hlavně soukolí s válcovým šnekem), $\eta_z = 45$ až 90 %. Závisí na úhlu stoupání γ, přesnosti výroby a montáže a na materiálu kol.
2. Při nízké účinnosti dochází k zahřívání soukolí – nutné umělé chlazení.

Druhy šnekových soukolí jsou v *tab. 33*.

Tab. 33. Rozdělení šnekových soukolí

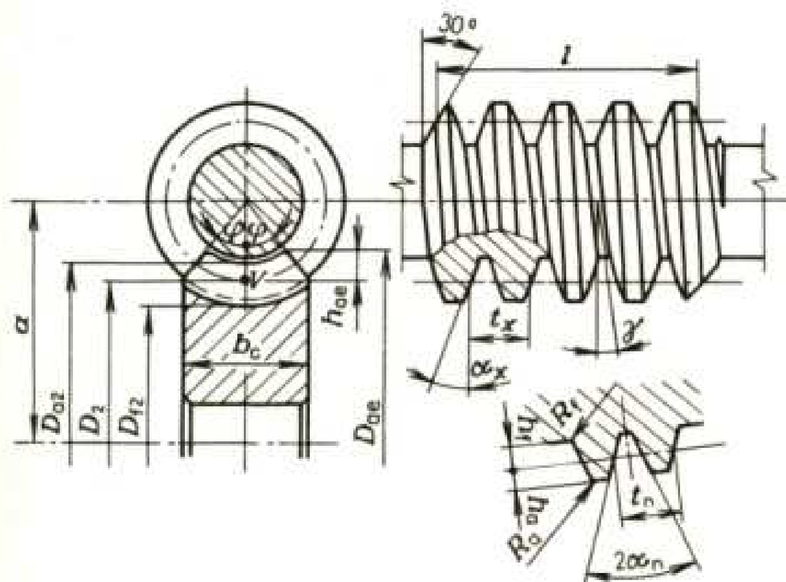
Šnek	Válcový	Válcový	Globoidní
Kolo	Globoidní	Válcový	Globoidní
Schéma			
Poznámka	Nejčastější provedení	Dotyk bodový – pro zcela malé výkony	Nejlepší, ale drahé

6.9.1 Druhy šneků

Šneky se rozdělují podle tvaru boční křivky profilu zubu v čelní rovině T–T na šneky A, N a E (*tab. 34*).

6.9.2 Výpočet rozměrů šnekového soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením (*obr. 66*)

Při výpočtu soukolí se vychází ze zvoleného roztečného průměru šneku při zadané osové vzdálenosti a daném převodovém poměru. Volba musí být provedena tak, aby nedocházelo k nadměrnému průhybu šnekového hřídele, který by způsobil



Obr. 66. Šnekové soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením

Tab. 34. Druhy šneků podle tvaru boční křivky

Název – vyobrazení	Charakteristika, použití
Šnek A – spirální 	Těleso šneku je válec. Profil šneku v osové rovině *X–X* je totožný se základním profilem; v normálové rovině *N–N* je profilová křivka vypouklá. Čelní rovinu *T–T* protnou boky zubů v Archimédových spirálách. Zuby se řežou na soustruhu, břit nože má tvar zubní mezery základního profilu. Čelo nože se nastaví do osové roviny *X–X*. Vyrábí se jen jako jednochodý. Výroba nehospodárná.
Šnek N – obecný 	Těleso šneku je válec. Profil zubní mezery v normálové rovině *N–N*, tj. v rovině kolmé ke šroubovici na roztečném válci, je totožný s tvarem zubní mezery základního profilu. Bok zubu šneku je tedy v normálové rovině přímý, v ostatních rovinách (osové a čelní) ho tvoří vypouklé obecné křivky. Vyrábí se na soustruhu, břit nože má tvar mezery základního profilu, čelo nože se nastaví do roviny *N–N*, nebo frézováním čepovou nebo kotoučovou frézou o poměrně malém průměru. Nejčastější druh šneku.

Pokračování

Název – vyobrazení	Charakteristika, použití
Šnek E – *evolventní* 	Křivka boku zubu v čelní rovině je evolventa. Profil boku zubu šneku v osové rovině má tvar hyperboly a v normálové rovině tvar obecné vypouklé křivky. Nástrojem pro výrobu jsou dva soustružnické nože, určené pro boky závitů. Nastavují se nad a pod střed šneku. Může se také frézovat a brousit odvalem. Tohoto šneku se používá pro velké úhly stoupání γ, tj. pro vícechodé šneky. Výroba tohoto typu šneku je nehospodárná.

zhoršení záběrových podmínek, zvětšení opotřebení, a tím snížení únosnosti soukolí. Velikost průhybu je závislá na tzv. *poměru šneku* $q = D_1/m_x = z_1/\text{tg}\,\gamma$. Má se volit $q = 8$ až 13. Počet chodů šneku se nejčastěji volí $z_1 = 1$ až 3, pro pohony vozidel $z_1 = 4$ až 6 (výjimečně až 12).

Výpočet rozměrů šnekového soukolí s běžným ozubením je v *tab. 35*. Osa šneku s osou kola je mimoběžná a svírá úhel 90°, úhel $\alpha_n = 20°$.

Důležité je, aby nebyla překročena kluzná rychlost ve valivém bodě V (*obr. 66*). Vypočítá se podle *obr. 67* za podmínky, že

$$v_{n1} = v_{n2}\,,$$

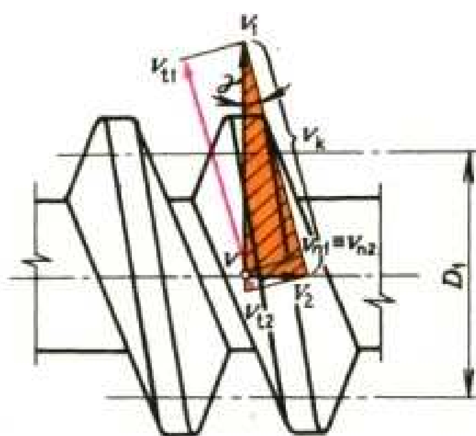
$$v_1 \,.\, \sin\gamma = v_2 \,.\, \cos\gamma\,,$$

$$v_2 = v_1 \,.\, \text{tg}\,\gamma\,.$$

Kluzná rychlost:

$$v_k = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{v_2}{\sin\gamma} = \frac{\omega_1 \,.\, R_1}{\cos\gamma} = \frac{\omega_2 \,.\, R_2}{\sin\gamma}\,.$$

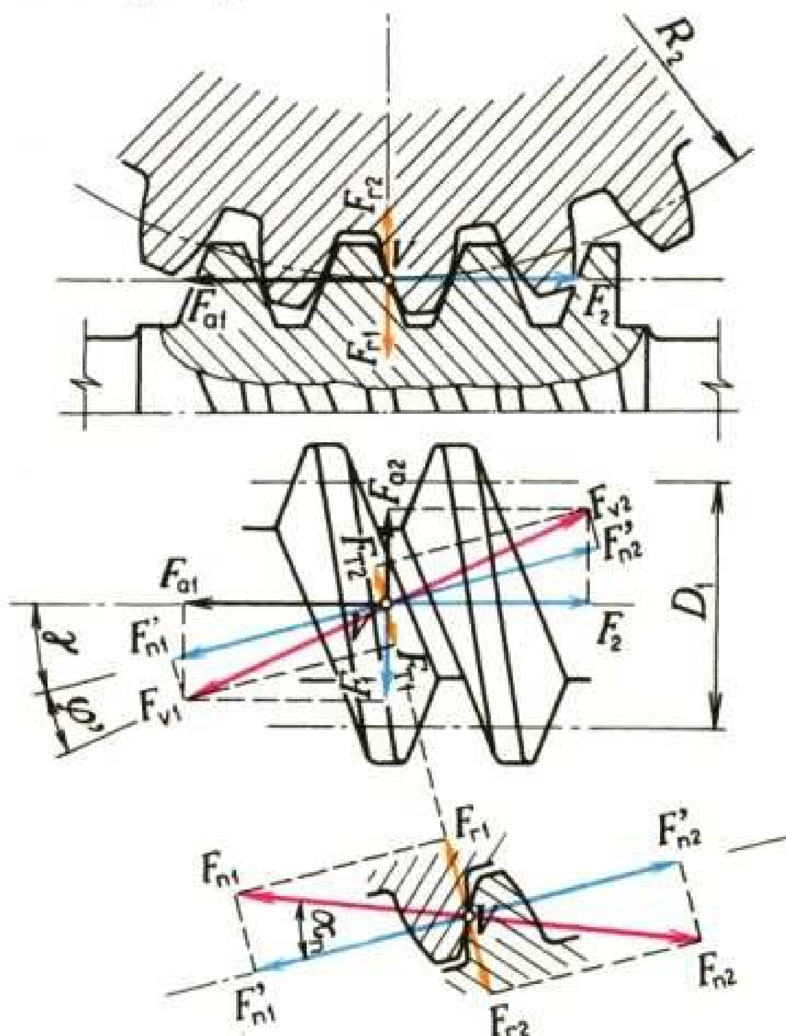
Pro kalený šnek s kolem z fosforového bronzu $v_k \leqq 30\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$, při mimořádné přesnosti a nejlepších materiálech až $v_k = 50\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$, pro ocel zušlechtěnou na 35 HRC s kolem z fosforového bronzu $v_k \leqq 15\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$. U litiny lze použít $v_k \leqq 2\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$.



Obr. 67. Rychlostní poměry ve valivém bodě šnekového soukolí

6.9.3 Silové a převodové poměry

Předpokládá se, že všechny vzájemné silové účinky mezi šnekem a kolem jsou soustředěny ve valivém bodě V (*obr. 68*). Zub šneku působí na zub šnekového kola kolmým tlakem $F_{n1} = |F_{n2}|$, který se rozkládá ve složky F_{r1} a F'_{n1}. Složka F'_{n1} se skládá s třecí silou $F_{T1} = F_{n1} \cdot f$ ve výslednici F_{v1}, která je zároveň výslednicí složek F_{a1} a F_1.



Obr. 68. Silové poměry na šnekovém soukolí

Tab. 35. Rozměrový výpočet válcového šnekového soukolí s obecným ozubením

Název	Označení (obr. 66)	Vzorce	
		Šnek	Šnekové kolo
Počet zubů DR	z_1, z_2	z_1 – volí se	z_2 – z převodového čísla
Modul nástroje DR	m	$m = m_n$	
Úhel záběru DR	α	$\alpha = \alpha_n = 20°$	
Úhel stoupání šroubovice DR	γ	$\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{z_1 \cdot m_x}{D_1} \Rightarrow \gamma$	
Normálová rozteč	t_n	$t_n = \pi \cdot m_n$	
Osový modul DR	m_x	$m_x = \frac{m_n}{\cos\gamma} = \frac{t_x}{\pi}$	
Úhel záběru v osovém řezu	α_x	$\operatorname{tg}\alpha_x = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\gamma} \Rightarrow \alpha_x$	
Osová rozteč	t_x	$t_x = \frac{t_n}{\cos\gamma} = \pi \cdot m_x$	
Poměr šneku	q	$q = \frac{D_1}{m_x} = 8$ až 13	
Stoupání šroubovice	L	$L = z_1 \cdot t_x = \pi \cdot D_1 \cdot \operatorname{tg}\gamma$	
Průměr roztečné kružnice DR	D_1, D_2	$D_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{\operatorname{tg}\gamma}$	$D_2 = z_2 \cdot m_x$
Výška hlavy zubu	h_a	$h_a = m_n$	
Výška paty zubu	h_f	$h_f = h_a + c_a = m_n + 0{,}167m_n = 1{,}167m_n$	
Výška zubu	h	$h = h_a + h_f$	
Průměr hlavové kružnice	D_{a1}, D_{a2}	$D_{a1} = D_1 + 2h_a$	$D_{a2} = D_2 + 2h_a$
Průměr patní kružnice	D_{f1}, D_{f2}	$D_{f1} = D_1 - 2h_f$	$D_{f2} = D_2 - 2h_f$
Vzdálenost os DR	a	$a = 0{,}5 \cdot (D_1 + D_2) = 0{,}5m_x \cdot (q + z_2)$	
Smysl stoupání		pravý	pravý

Pokračování

Název		Označení	Vzorce	
			Šnek	Šnekové kolo
Tloušťka zubu v normálové rovině	DR	$\bar{s}_{n1}, \bar{s}_{n2}$	$\bar{s}_{n1} = \frac{t_n}{2}$	$\bar{s}_{n2} = \frac{D_2}{\cos^2 \gamma} . \sin \tau$, kde $\text{arc}\, \tau = \frac{\bar{s}_{u2} . \cos^2 \gamma}{D_2}$, $\bar{s}_{u2} = 0{,}5 . t_n$
Délka šneku	K	l	$l_{min} = 2m_x . (1 + \sqrt{z_2})$	–
Vnější průměr věnce kola		D_{ae}	–	$D_{ae} = D_2 + 2h_{ae}$ $2h_{ae} = 3{,}5m_n$ pro $z_1 = 1$ až 2 $2h_{ae} = 3m_n$ pro $z_1 = 3$ až 4
Zaoblení u hlavy zubu	K	R_a	$R_a = 0{,}1m_n$	–
Zaoblení u paty zubu	K	R_f	$R_f = 0{,}15m_n$	–
Šířka věnce	K	b_c	–	$b_c = 2\sqrt{(D_1 + m_n) . m_n} + \Delta b_c$ $\Delta b_c = 1{,}6m_n$ pro $z_1 = 1$ až 2 $\Delta b_c = 0{,}8m_n$ pro $z_1 = 3$ až 4
Úhel zkosení věnce	K	φ	–	$\sin \varphi = \frac{b_c}{D_{a1}} \Rightarrow \varphi$
Úhel os	DR	Σ	$\Sigma = 90°$	

Obvodová síla šneku = axiální síla kola,

$$F_1 = |F_{a2}| = \frac{2M_{k1}}{D_1} . \eta_{11} ,$$

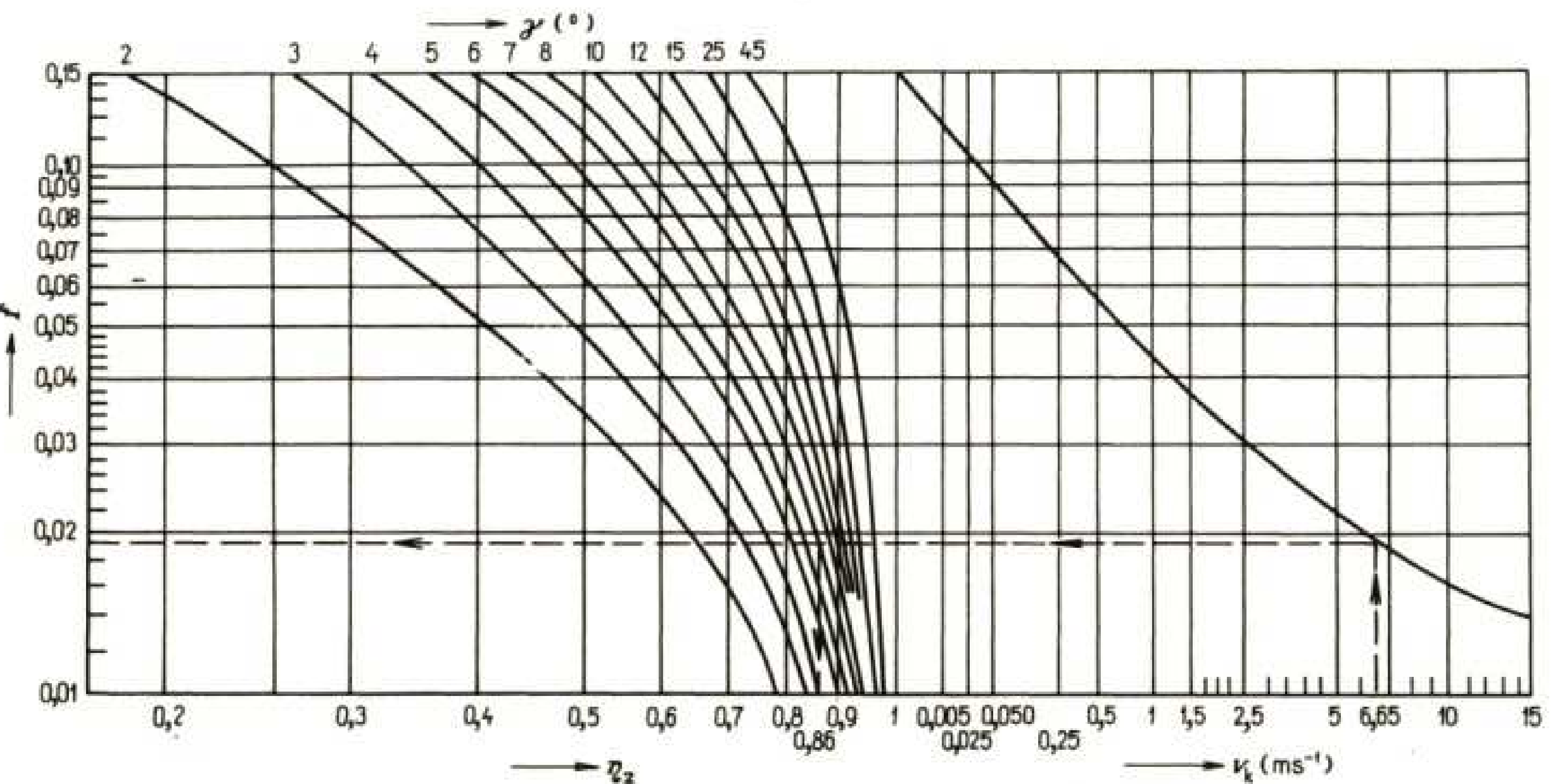
kde $M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2\pi . n_1}$,

η_{11} je účinnost ložisek šneku.

Obvodová síla kola = axiální síla šneku,

$$F_2 = |F_{a1}| = \frac{F_1}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} ,$$

kde $\text{tg}\, \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n}$.



Obr. 69. Diagram účinnosti pro šneková soukolí s válcovým šnekem (platí pro velmi přesná soukolí). Výpočtem se zjistí γ a v_k (viz příklad výpočtu); η_z a f se vyhledá podle naznačených šipek (příklad proveden pro $\gamma = 7°$ a $v_k = 6{,}65\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$)

Radiální síla kola = radiální síla šneku,

$$F_{r2} = |F_{r1}| = F_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} = F_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')}.$$

Výsledná radiální síla šneku zatěžující ložiska:

$$F_{v1} = \sqrt{F_1^2 + F_{r1}^2},$$

výsledná radiální síla kola, zatěžující ložiska:

$$F_{v2} = \sqrt{F_2^2 + F_{r2}^2}.$$

Převodové číslo:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \operatorname{cotg} \gamma = \frac{M_{k2}}{M_{k1} \cdot \eta_{1,2}}.$$

Účinnost (hnacím členem je šnek):

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{l1} \cdot \eta_{l2} \cdot \eta_b \cdot \eta_z,$$

kde $\eta_{l1,2}$ je účinnost ložisek šneku, popř. kola, u jednoho páru valivých ložisek $\eta_l = 0{,}99$, u jednoho páru kluzných ložisek $\eta_l = 0{,}97$,

η_b – účinnost brodění a těsnění; závisí hlavně na způsobu mazání a těsnění, viskozitě oleje, obvodové rychlosti, tvaru a rozměru olejové nádrže a rotujících součástí ($\eta_b = 0{,}99$ až $0{,}95$),

η_z – účinnost ozubení, $\eta_z = \dfrac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$, závisí na kluzné rychlosti v_k, úhlu stoupání γ a součiniteli tření f (*obr. 69*).

U dobře provedených nesamosvorných šnekových převodů lze dosáhnout těchto maximálních celkových účinností:

pro	z_1	1	2	3	4	5
	$\eta_{1,2}$	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95.

6.9.4 Materiály šnekových soukolí

Při volbě materiálu šnekového soukolí se přihlíží k činitelům, které mají vliv na pracovní podmínky ozubení, jako jsou přenášený výkon, počet otáček, převodové číslo a kluzná rychlost. Na výběr má však také vliv počet vyráběných kusů, teplota prostředí, druh zatížení, druh hnacího a hnaného zařízení a účinnost ozubení, které také ovlivňují volbu vhodné dvojice materiálů šneku a kola. Jedním z nejdůležitějších požadavků pro volbu materiálů šnekového soukolí je jejich hospodářská dostupnost.

Šneky a šnekové hřídele jsou většinou z válcovaných ocelových tyčí, výjimečně z výkovků (u větších rozměrů), pro podřadné účely z 11 600, 11 700 bez tepelného zpracování, u namáhaných soukolí ze zušlechtěných ocelí 12 050, 12 060, 13 240, 15 131 a 15 241 – často se boky zubů povrchově kalí, nebo z cementačních ocelí 12 020, 14 220 nebo 16 220.

Kola méně zatížená se odlévají ze šedé litiny 42 2425, více zatížená se vyrábějí z tvářené uhlíkové oceli 11 600, pro nejvyšší zatížení a rychlosti se dělají kola složená. Ozubený bronzový věnec (42 3048, 42 3123, 42 3145, 42 3148) se lisuje nebo odstředivě přilije na náboj (růžici) z litiny nebo z oceli na odlitky.

Příklady volby materiálu šneku a kola jsou v *tab. 36*. Materiály pro šneky a šneková kola, jejich dvojice a mechanické hodnoty potřebné pro výpočet jsou v ČSN 01 4780 (viz ST).

Tab. 36. Doporučené dvojice materiálů pro šneková soukolí

Provedení soukolí	Šnek	Šnekové kolo
Pro vysokou účinnost: $z_1 = 4$ až 6, $i_{1,2} = 6$ až 10	Ocel 14 220.4, 16 220.4, cementovaná a kalená, broušená a leštěná, $R_a = 0{,}2$ až 0,4	Kovaný hliníkový bronz 42 3048, odstředivě litý hliníkový bronz 42 3145, 42 3148, frézovaný a hlazený v ozubení
Pro vysoké namáhání: $z_1 = 2$ až 5, $i_{1,2} = 10$ až 30	Ocel 14 220.4, cementovaná a kalená, broušená, $R_a = 0{,}4$ až 0,8	Kovaný bronz 42 3046, přesně frézovaný odvalem
Pro přesná soukolí: $z_1 = 1$ až 2, $i_{1,2} = 30$ až 100	Ocel 12 020.4, cementovaná a kalená, broušená, nebo 13 240.6, zušlechtěná, $R_a = 0{,}8$	Fosforový bronz 42 3120 litý do písku, přesně frézovaný odvalem

6.9.5 Pevnostní výpočet šnekových soukolí podle ČSN

Všechna soukolí s válcovým šnekem (šnek A, N, E) přenesou v provozu při stejných rozměrech a za stejných podmínek přibližně stejný kroutící moment, takže způsob výpočtu je pro tyto druhy stejný.

Kontroluje se dovolený výkon, přenášený soukolím, a to:

1. výpočtem na ohyb,
2. výpočtem na otlačení – soukolí musí být navrženo tak, aby se nezadíralo a nevznikaly pittingy,
3. výpočtem na oteplení – nutné zvláště u soukolí s trvalým provozem a pro vysoké parametry.

U nás se provádí kontrola podle ČSN 01 4780.

Postup výpočtu

Dané hodnoty: výkon P_1 (W), otáčky n_1, n_2 (s^{-1}) a provozní podmínky.

1. *Předběžný návrh modulu:*

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{k1} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_z}{\pi \cdot z_1 \cdot c_1 \cdot \psi_m}} \quad \text{(mm)},$$

kde $M_{k1} = \dfrac{10^3 P_1}{2\pi \cdot n_1}$ (N . mm),

c_1 = 2 až 2,5 MPa – materiálová konstanta, která se volí,

$\psi_m = b/m$ = 6 až 8 – volí se,

z_1 = 1 až 3 – počet zubů šneku; musí být splněna podmínka $z_2 = i \cdot z_1 > 22$ (pro $\alpha_n = 20°$).

2. *Volba materiálů* (*tab. 36* a ST).
3. *Výpočet průměru hřídele šneku* d_1 – pro předběžný výpočet se uvažuje namáhání v prostém krutu se sníženým dovoleným napětím:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5M_{k1}}{\tau_{Dk}}},$$

dále musí být splněna podmínka: $d_1 < D_{f1}$.

4. *Výpočet rozměrů soukolí* (*tab. 35*).
5. *Kontrola navrženého soukolí* podle ČSN 01 4780.

Příklad výpočtu

Vypočtěte pevnostně i rozměrově šnekový převod výtahového stroje (*obr. 70*). Šnek je spojen spojkou přímo s elektromotorem o příkonu P_1 = 15 kW a otáčkách n_1 = = 16 s^{-1}. Počet zubů šneku volte $z_1 = 1$. Klec výtahu se pohybuje rychlostí v = = 0,7 m . s^{-1}, lanový kotouč má průměr D_k = 700 mm. Předpokládejte, že výtah bude pracovat 12 hodin denně.

1. *Předběžný návrh modulu*

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{k1} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_z}{\pi \cdot z_1 \cdot c_1 \cdot \psi_m}},$$

$$M_{k1} = \frac{10^3 P_1}{2\pi \cdot n_1} = \frac{10^3 \cdot 15\,000\ \text{W}}{2\pi \cdot 16\ \text{s}^{-1}} = 149\,283\ \text{N . mm}.$$

Volíme: $\eta_{11} = 0{,}99$ (valivá ložiska), $c_1 = 2{,}5$ MPa, $\psi_m = 8$, $q = 8$.

$$\text{tg}\,\gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{8} = 0{,}125 \Rightarrow \gamma = 7°7'30'', \quad \text{volíme } \gamma = 7°.$$

Pro $\gamma = 7°$ je η_z = 0,43 až 0,93 (*obr. 69*), předběžně volíme $\eta_z = 0{,}8$.

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 149\,283\ \text{N . mm} \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}8}{\pi \cdot 1 \cdot 2{,}5\ \text{MPa} \cdot 8}} = 15{,}55\ \text{mm} \doteq 16\ \text{mm} \quad \text{(normalizovaný)}.$$

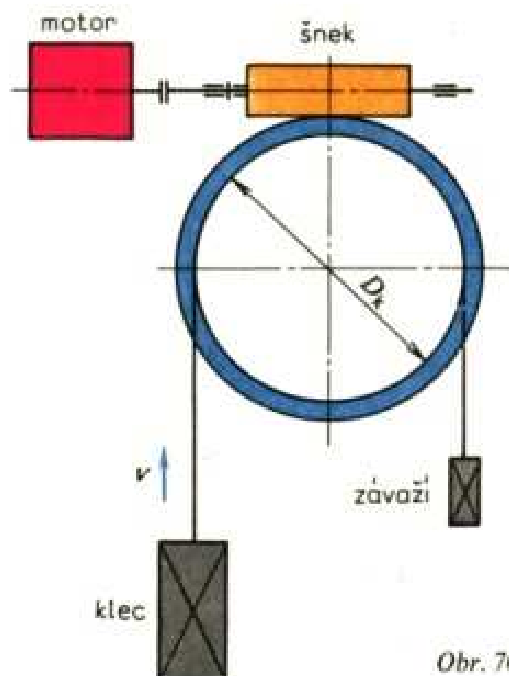
2. *Volba materiálů*

Hřídel: ocel 11 600, $\tau_{Dk} = 40$ MPa.
Šnek: ocel 12 020.4, cementovaná a kalená, $\sigma_{Pt} = 500$ až 750 MPa.
Věnec kola: bronz 42 3123, $\sigma_{Pt} = 200$ MPa.

3. *Výpočet průměru hřídele šneku* d_1 (uvažuje se namáhání prostým krutem)

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5M_{k1}}{\tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \,.\, 149\,283 \text{ N} \,.\, \text{mm}}{40 \text{ MPa}}} = 26{,}5 \text{ mm}.$$

Z konstrukce $d_1 = 50$ mm.



Obr. 70. Šnekový převod výtahového stroje

4. *Výpočet rozměrů soukolí*

Hodnoty potřebné pro kontrolní pevnostní výpočet:

$$v = \pi \,.\, D_k \,.\, n_2 \Rightarrow n_2 = \frac{v}{\pi \,.\, D_k} = \frac{0{,}7 \text{ m} \,.\, \text{s}^{-1}}{\pi \,.\, 0{,}7 \text{ m}} = 0{,}32 \text{ s}^{-1},$$

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{16 \text{ s}^{-1}}{0{,}32 \text{ s}^{-1}} = 50,$$

$$z_2 = i_{1,2} \,.\, z_1 = 50 \,.\, 1 = 50,$$

$$m_x = \frac{m_n}{\cos\gamma} = \frac{16 \text{ mm}}{\cos 7^\circ} = 16{,}12 \text{ mm},$$

$$D_1 = \frac{z_1 \,.\, m_x}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{1 \,.\, 16{,}12 \text{ mm}}{\operatorname{tg} 7^\circ} = 131{,}29 \text{ mm},$$

$$D_2 = z_2 \,.\, m_x = 50 \,.\, 16{,}12 \text{ mm} = 806 \text{ mm},$$

$h_a = m_n = 16\,\text{mm}$,

$h_f = m_n + c_a = 16\,\text{mm} + 0{,}167\,.\,16\,\text{mm} = 18{,}67\,\text{mm}$,

$D_{a1} = D_1 + 2h_a = 131{,}29\,\text{mm} + 2\,.\,16\,\text{mm} = 163{,}29\,\text{mm}$,

$D_{f1} = D_1 - 2h_f = 131{,}29\,\text{mm} - 2\,.\,18{,}67\,\text{mm} = 93{,}95\,\text{mm}$.

Podmínka $d_1 < D_{f1}$ je splněna.

Ostatní rozměry se vypočtou ze vzorců v *tab. 35.*

5. *Kontrola navrženého soukolí podle ČSN* (viz ST)

a) na ohyb:

$$F_{Do1} = \frac{m_n\,.\,b_o\,.\,k_{Mo1}\,.\,r_{o1}}{\varkappa_o} = 16\,\text{mm}\,.\,107{,}38\,\text{mm}\,.\,260\,\text{MPa}\,.\,0{,}27 = 120\,610\,\text{N},$$

$\varkappa_o = 1$ (ze ST pro dvanáctihodinový provoz),

$b_o = (D_{a1} + 2c_a)\,.\,\text{arc}\,\psi = (163{,}3 + 2\,.\,0{,}167\,.\,16)\,\text{mm}\,.\,\text{arc}\,36°29' = 107{,}38\,\text{mm}$,

$$\cos\psi = \frac{D_{a1} - 2m_n}{D_{a1}} = \frac{163{,}3\,\text{mm} - 2\,.\,16\,\text{mm}}{163{,}3\,\text{mm}} = 0{,}804\,03 \Rightarrow \psi = 36°29',$$

$k_{Mo1} = 260\,\text{MPa}$ (ze ST),

$r_{o1} = 0{,}27$ (ze ST),

$$F_{Do2} = \frac{m_n\,.\,b_o\,.\,k_{Mo2}\,.\,r_{o2}}{\varkappa_o} = 16\,\text{mm}\,.\,107{,}38\,\text{mm}\,.\,62\,\text{MPa}\,.\,0{,}52 = 55\,390\,\text{N},$$

k_{Mo2} a r_{o2} (ze ST);

b) na otlačení:

$$F_{Dd1} = \frac{D_2^{0,8}\,.\,b_d\,.\,k_{Md1}\,.\,r_{d1}}{\varkappa_d} = 211{,}5\,\text{mm}\,.\,97{,}16\,\text{mm}\,.\,29{,}2\,\text{MPa}\,.\,0{,}12 = 72\,005\,\text{N},$$

$b_d = D_{a1}\,.\,\sin\psi = 163{,}29\,\text{mm}\,.\,\sin 36°29' = 97{,}16\,\text{mm}$,

$k_{Md1} = 29{,}2\,\text{MPa}$ (ze ST),

$\varkappa_d = 1$ (ze ST pro dvanáctihodinový denní chod),

$r_{d1} = 0{,}12$ (ze ST pro otáčky n_2 a kluznou rychlost v_k),

$$v_k = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{\pi\,.\,n_1\,.\,D_1}{\cos\gamma} = \frac{\pi\,.\,16\,\text{s}^{-1}\,.\,0{,}1313\,\text{m}}{\cos 7°} = 6{,}65\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}.$$

Kluzná rychlost je nižší než povolená kluzná rychlost pro kalený šnek a bronzové kolo ($v_{Dk} = 30\,\text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$).

$$F_{Dd2} = \frac{D_2^{0,8}\,.\,b_d\,.\,k_{Md2}\,.\,r_{d2}}{\varkappa_d} = 211{,}5\,\text{mm}\,.\,97{,}16\,\text{mm}\,.\,6{,}8\,\text{MPa}\,.\,0{,}3 = 41\,920\,\text{N},$$

k_{Md2} a r_{d2} (ze ST).

Kontrola účinnosti v *obr. 69* pro $\gamma = 7°$, $v_k = 6{,}65\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$:
vyhledáno $\eta_z = 0{,}86$.

c) Výpočet dovoleného přenášeného výkonu:

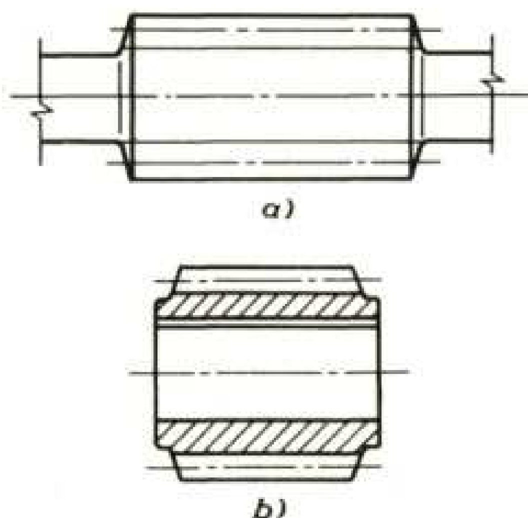
$P_D = F_D\,.\,v_2 = 41\,920\ \mathrm{N}\,.\,0{,}81\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 33\,950\ \mathrm{W}$,

$v_2 = \pi\,.\,D_2\,.\,n_2 = \pi\,.\,0{,}806\ \mathrm{m}\,.\,0{,}32\ \mathrm{s^{-1}} = 0{,}81\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$,

$P_D > P_1$, soukolí vyhovuje.

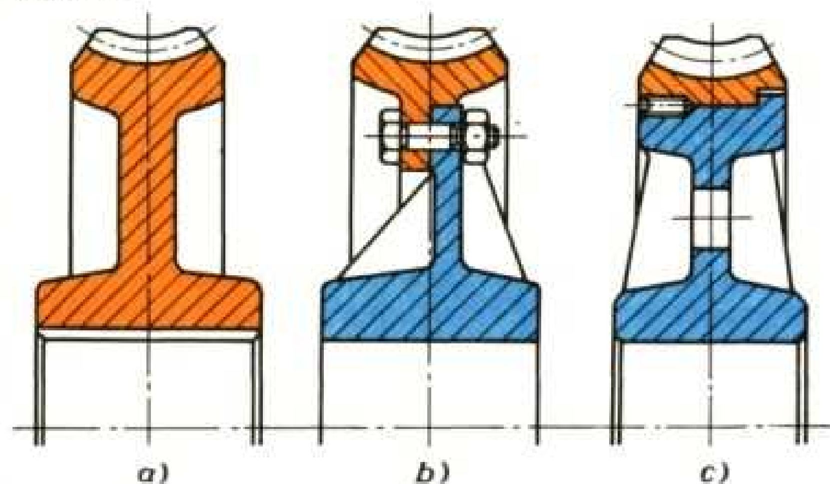
6.9.6 Konstrukce šneků, šnekových kol a šnekových převodovek

Šneky mohou být vyrobeny s hřídelem v celku (*obr. 71a*), častěji však jsou zvlášť a na hřídel se nasazují (*obr. 71b*).



Obr. 71. Provedení šneků
a) šnek v celku s hřídelem,
b) samostatně provedený šnek

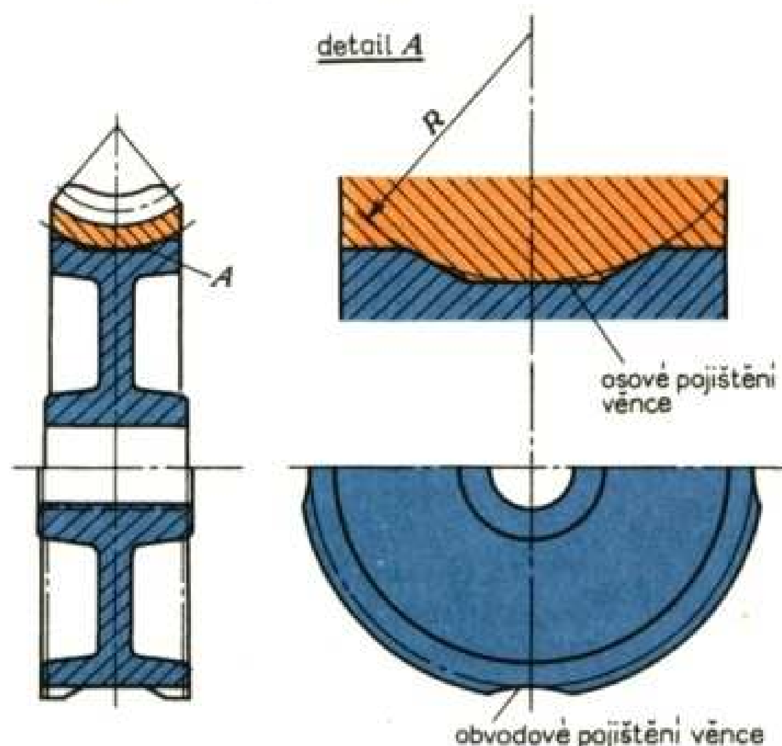
Konstrukce *šnekových kol* je obdobná jako u čelních kol, jen ozubené věnce jsou užší a vyduté. Věnec může být s tělesem v celku (*obr. 72a*), nebo pro úsporu kvalitních materiálů je k tělesu přišroubován (*obr. 72b*), na ně nalisován (*obr. 72c*), nebo přilit (*obr. 73*).



Obr. 72. Konstrukční provedení šnekových kol
a) kolo v celku, věnec i rozeta z jednoho kusu, *b*) věnec k rozetě přišroubován, *c*) nalisovaný věnec

V praxi používané *šnekové převodovky* jsou nejčastěji jednostupňové s válcovým šnekem a globoidním kolem. Podle polohy os hřídelů jsou tři varianty převodovek (*tab. 37*).

Pro přenos největších výkonů (do 700 kW) se vyrábějí převodovky s globoidním šnekem. Jsou však drahé, neboť výroba globoidních šneků je složitá. Také skříň převodovky a uložení hřídelů je složitější, protože musí být zaručena tuhost skříně (správný záběr) a poloha šneku i kola musí být nastavitelná. Ozubení se značně zahřívá, takže je nutno řešit též chlazení, většinou žebrováním skříně.



Obr. 73. Věnec přilitý k tělesu kola

OTÁZKY A ÚKOLY

6.8 Šroubová soukolí

1. Jaký je rozdíl mezi čelními koly se šikmými zuby a koly válcového šroubového soukolí?
2. Proč bývá úhel sklonu zubů hnacího kola β_1 u válcových šroubových soukolí větší než u hnaného kola β_2?
3. Kdy bude šroubové válcové soukolí samosvorné?
4. Z jakého materiálu se zhotovují šroubová soukolí?

6.9 Šneková soukolí

1. Pro jaké výkony a převodové poměry se použije šnekových soukolí? Uveďte příklady.
2. Jaké geometrické tvary mohou mít šnek a šnekové kolo? Vyhodnoťte je.
3. Jaká jsou šneková soukolí podle křivky profilu šneku v čelní rovině? Kdy se kterých používá?
4. Jak zjistíte počet zubů u vyrobeného šneku?
5. Jaký je rozdíl mezi stoupáním šroubovice L a osovou roztečí t_x?
6. Odvoďte vztah mezi roztečí a modulem v normálové a osové rovině šnekových soukolí.
7. Jak je možno změnit smysl otáčení šnekového kola?
8. Nakreslete schéma a vysvětlete silové poměry na šnekovém soukolí. Odvoďte závislosti mezi jednotlivými silami.

Tab. 37. Druhy šnekových převodovek

Vyobrazení	Charakteristika
TS 030 440	Osy hřidelů jsou vodorovné, *šnek je pod šnekovým kolem*; dělicí rovina je vodorovná a prochází osou kola. Šnek brodí v oleji, roznáší olej na zuby. K mazání ložisek se využívá oleje odstříknutého od šneku. Použití: do obvodové rychlosti šneku 8 m . s^{-1}. Hřídel šneku vystupující z převodovky je nutno těsnit. Nevýhoda – šnek je špatně přístupný.
TS 030 431	Osy hřidelů jsou vodorovné, *šnek je nad šnekovým kolem*. Dělicí rovina skříně je vodorovná a prochází osou kola. Místa záběru jsou mazána olejem, vynášeným šnekovým kolem brodícím v oleji. Šnek je snadno přístupný, ale jeho mazání je nepříznivé. Jsou-li otáčky $n_2 < 0{,}5\ s^{-1}$, musí mít ložiska šneku i kola samostatné mazání. Kluzná ložiska šneku – kroužkové mazání, kola – Staufferova maznice.
TS 030 450	*Osa hřídele šneku je vodorovná, osa hřídele šnekového kola je svislá.* Místa záběru jsou mazána olejem, který přivádí šnek, brodící v oleji.

9. Jaká je účinnost šnekových soukolí a jak ji lze zvětšit?
10. Jaký materiál se používá na šnek a jaký na šneková kola?
11. Porovnejte šneková kola v *obr. 72* a v *obr. 73* z ekonomického hlediska.
12. Nakreslete normalizovanými značkami schéma šnekového převodu ve skříni převodovky, je-li šnek nad kolem. Podle smyslu otáčení kol zakreslete též příslušná radiální a axiální ložiska.
13. Vypočtěte rozměry šnekového soukolí s válcovým šnekem, globoidním kolem a s obecným ozubením pro otočné ústrojí jeřábu, je-li dáno: $z_1 = 1$, $i_{1,2} = 45$, $m = 12{,}5$ mm, $\alpha = 20°$, $D_1 = 140$ mm.
14. Proveďte pevnostní výpočet (kontrolu podle ČSN) šnekového soukolí z předchozího úkolu. Jaký výkon může soukolí přenést, jsou-li otáčky kola $n_2 = 21\ \text{min}^{-1} = 0{,}35\ \text{s}^{-1}$, šnek je z oceli 12 020 cementován a kalen, kolo z bronzu o pevnosti 150 MPa. Protože soukolí pracuje pouze občasně, odhadneme dobu běhu na 4 h denně. [16,8 kW]

6.10 Zkoušení a údržba ozubených kol

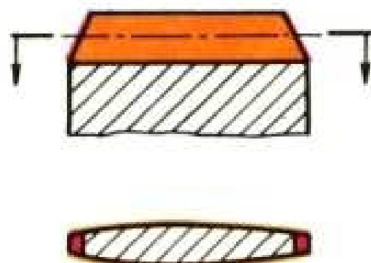
6.10.1 Poškození zubů a jak mu zabránit

Pro správnou konstrukci, volbu materiálu a výpočet ozubeného převodu musíme znát příčiny poškození zubů. Rozeznáváme v podstatě 3 druhy porušení: 1. lom zubů, 2. porušení boků zubů, 3. zadírání.

Lom zubů silovým namáháním

a) *Silový lom v patě zubu* je způsobený rázy v převodu (vylomení zubu). Zábrana: Ochrana proti přetížení.

b) *Únavový lom v patě zubu* stále opakovaným přetížením nad mez únavové, popř. časové pevnosti, přičemž velkou roli hraje nevhodný materiál, tepelné zpracování nebo způsob výroby, ale především vrubový účinek v patě zubu (malé zaoblení, rýhy, trhlinky nebo jamky v patě zubu). Zábrana: Zvýšení únosnosti paty zubu, např. zušlechtěním nebo kalením, zvětšením modulu nebo úhlu záběru, posunutím profilu, zpevněním přechodu paty zubu kuličkováním, odstraněním vrubů, větším sražením zubů z čelních stran (*obr. 74*).



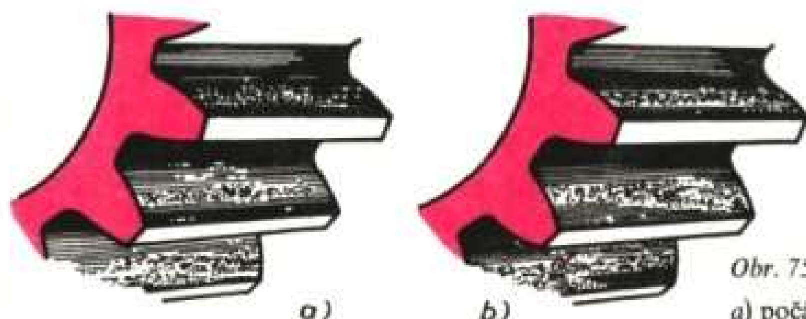
Obr. 74. Sražení zubů z čelních stran a boční zakřivení zubů

c) *Lom špičky zubu* způsobený nerovnoměrným rozdělením zatížení podél šířky zubu, např. chyba os, chyba směru zubů nebo silnější pružné přetvoření (průhyb nebo zkroucení) hřídele pastorku. Zábrana: Odstranit uvedené chyby ve výrobě kol.

d) *Odprýskávání vrstviček* na hlavě zubu u kalených ozubených kol (zvláště u přesuvných kol) při rázovém zatížení. Zábrana: Použít houževnatější (legované) materiály nebo omezit rázové síly.

Porušení boků zubů opotřebením

Po záběhu zubů má být povrch jejich boků polomatný bez rýh a jamek. Při překročení dovoleného Hertzova tlaku (kap. 6.5.4) začnou se v okolí roztečného válce vydrolovat drobné částečky a vytvoří se jamky, tzv. *pitting* (*obr. 75*). Tvoření pittingů se považuje za nepřípustné tehdy, jestliže se počet jamek stále zvyšuje nebo jestliže se jamky zvětšují. Zábrana: Zlepšit jakost povrchu boku zubů, snížit tření v zubech, zvýšit mazací tlak nebo použít hustějšího oleje (o větší viskozitě).

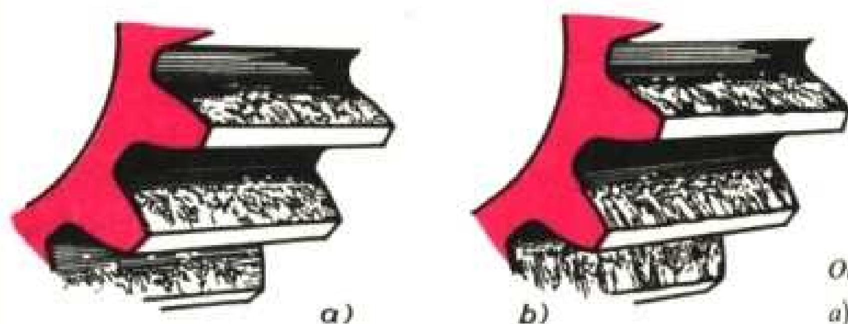


Obr. 75. Tvorba pittingů na bocích zubů
a) počáteční stadium, *b*) pokročilé stadium

Zadírání a otěr zubů

Při nepříznivé kombinaci zatížení, kluzné rychlosti, tření boků, kvality povrchu a teploty oleje se může olejový film protrhnout, takže nastane kovový styk boků zubů. V důsledku velkého kluzného tření se boky velmi zahřívají a zdrsňují. Výstupky se svaří a opět se odtrhnou. Přitom se oba boky poškodí a opět zacelí. První známky se objevují na hlavě zubu, poněvadž je tam největší kluzná rychlost. *Zadírání* se nazývá anglicky *galling* (*obr. 76*). Zábrana: Nebezpečí zadření lze zmírnit použitím materiálů vzdorujících vysokým teplotám a mazáním tlakovým olejem.

Otěr se projevuje odřením boků zubů, nastane-li smíšené nebo suché tření. Nadměrné opotřebení, zvláště je-li nerovnoměrně rozděleno po boku zubu, může vyřadit převod z provozu. Zábrana: Kalené zuby, olej o větší viskozitě.



Obr. 76. Zadírání boků zubů
a) počáteční stav, *b*) pokročilý stav

6.10.2 Nové způsoby zvyšování únosnosti ozubených kol

Únosnost ozubených kol lze zvýšit těmito způsoby:

1. *Kalením* ozubených kol se zvýší valivá pevnost boků zubů třikrát až desetkrát. Kromě *cementování* (vyžaduje dodatečné broušení boků) přichází v úvahu *nitridování, kalení plamenem* a *indukční kalení.*

2. *Měkkým nitridováním* (teplota lázně asi 550 °C) můžeme značně zvýšit valivou pevnost nekalených ocelových kol, ačkoli je přitom nitridační vrstva tenká.

3. *Kuličkováním* přechodu paty zubu můžeme podstatně zvýšit únosnost zubu v ohybu, zvláště u kol zušlechtěných nebo kalených.

4. *Únosnější tvary zubů:*

a) Evolventní ozubení s *větším úhlem záběru* (lze dosáhnout jeho zvětšením u výrobního nástroje nebo levněji posunutím profilu).

b) *Zvýšené evolventní ozubení* ($h > 2{,}25\,m$) se stupněm záběru $\varepsilon > 2$.

c) Konkávní ozubení ve dvojici konkávních proti konvexním bokům – *ozubení Novikovovo.*

5. *Příznivější rozložení zatížení* podle šířky zubů:

a) Osově *samostavitelný pastorek* nebo kolo podle síly v ozubení.

b) *Přizpůsobení sklonu zubu* (úhel sklonu zubu) zkroucení a průhybu pastorku při zatížení.

c) *Odlehčení konců zubů* bočním zakřivením boků zubů nebo stranovým sražením zubů (*obr. 74*).

d) *Dokonalý záběh* boků zubů s aktivním olejem nebo zlepšení záběhu fosfátováním boků zubů.

6. U ozubených kol, kde je zatížení omezeno tvořením rýh, se zvyšuje únosnost *sbroušením boků hlavy zubů, zmenšením výšky hlavy* a zvláště použitím *oleje pro vysoké tlaky* (hypoidní olej).

6.10.3 Hlučnost ozubených kol a její snižování

Při snaze o zlepšování životního a pracovního prostředí činí vážný problém hlučnost převodů. Přestože již byla provedena řada výzkumů, nejsou ještě všechny příčiny hlučnosti převodů známé. Složitost tohoto problému dokazuje skutečnost, že ani nejpečlivější dodržování všech výrobních postupů a tolerancí nedává záruku klidného chodu ozubených kol. Při snižování hlučnosti musí se konstruktér řídit praktickými zkušenostmi.

Podle jakosti ozubení odchylují se jednotlivé rozměry, jako rozteč, tvar a sklon zubu atd., více nebo méně od teoretických hodnot. Za provozu se dále zuby, přicházející do záběru, zatížením deformují, což se projevuje podobně jako chyba rozteče. Chyby rozteče způsobují nerovnoměrný přenos pohybu. Z toho vyplývající úhlová zrychlení nebo zpoždění vyvolávají přídavné dynamické síly v ozubení a kolísání kroutícího momentu. Tyto přídavné síly a momenty způsobují kmitání součásti převodů, která leží ve slyšitelné frekvenci a jsou jednou z příčin hlučnosti ozubení. Kromě toho ještě třecí síly v bocích zabírajících zubů vyvolávají kmity, které se též projevují hlučením. Hluk mohou dále vyvolávat i ložiska, především valivá.

Opatření pro omezení hlučnosti

1. Boční zakřivení zubů (*obr. 74*), aby se záběrový ráz zmírnil,

2. volba počtu zubů kol v prvočíslech, aby se vyloučilo periodické sčítání určitých chyb ozubení,

3. použití kol s velkým počtem zubů a malým modulem (zvýší se součinitel trvání záběru),

4. použití šikmých a zakřivených zubů, aby zatížení a odlehčení zubů nastávalo postupně,

5. použití materiálů ozubených kol s tlumicí schopností, např. plasty,

6. vyztužení převodových skříní výztuhami, žebry apod.,

7. tuhé hřídele,

8. minimální vůle v ložiskách.

6.10.4 Maziva a mazání ozubených převodů

Účelem mazání ozubených soukolí je snížení tření mezi boky zubů a chlazení převodu. Správná volba druhu a množství maziva má podstatný význam. Ozubená soukolí se mažou převážně mazacími oleji, které dobře zatékají mezi zuby, odvádějí teplo, snadno se vyměňují a jsou při nich menší ztráty třením. Základním hlediskem pro volbu druhu maziva je jeho viskozita a odolnost proti stárnutí.

Pro mazání ozubených kol průmyslových převodovek se doporučují: trvanlivý olej K 12 s kinematickou viskozitou $114 \cdot 10^{-6}\ m^2 \cdot s^{-1}$ při 50 °C, trvanlivý olej T 5 s kinematickou viskozitou $(47$ až $51) \cdot 10^{-6}\ m^2 \cdot s^{-1}$ při 50 °C.

Převodovka se musí naplnit tak, aby hladina oleje sahala do středu olejoznaku. Způsob mazání je dán druhem převodu (*tab. 38*).

Teplota oleje ve skříni nesmí přesáhnout

50 °C pro $m = 1{,}25$ až 2 mm,
65 °C pro $m = 2{,}25$ až 8 mm,
70 °C pro šnekové převody.

6.10.5 Opravy ozubených kol

Ozubená kola jsou výrobně velmi pracná. Poměrně vysoká cena ozubených kol má podstatný vliv na celkovou výši nákladů na opravu stroje.

Na ozubených kolech se zpravidla vyskytují tyto závady:

a) celkové opotřebení zubů po šířce i délce,

b) vydrolený kov na pracovním povrchu zubů (pitting),

c) opotřebení otvoru ozubeného kola,

d) vylomené části zubů nebo celé zuby.

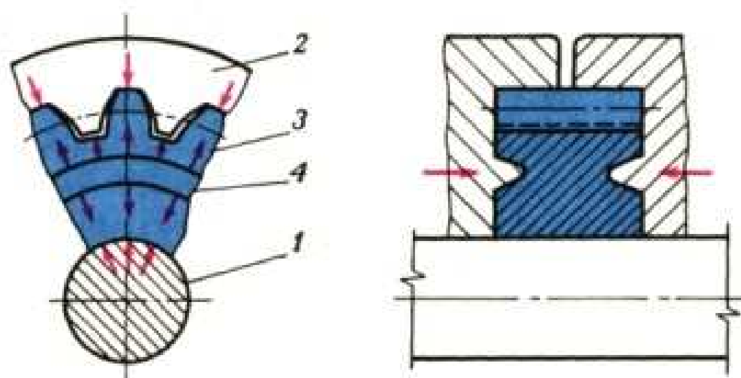
Ozubená kola se renovují třemi způsoby a volba optimálního způsobu závisí na charakteru poškození:

1. *Tvářením* – vtlačováním nástroje je vhodné renovovat, jsou-li zuby opotřebeny po šířce, nebo je-li pracovní povrch drobně vydrolen. Vtlačování ozubeného kola se děje v přípravku (*obr.* 77). Po přetváření se ozubené kolo obrábí jako nové kolo.

2. *Navařováním* je vhodné renovovat, jsou-li zuby opotřebeny po délce (do 1/3) nebo při vylomení zubu, které rovněž nepřesahuje 1/3 délky. Doposud se při podob-

ných opravách konce poškozených zubů navařovaly volně. Podle nové metody s. Žákovce ze ZVIL Plzeň se k renovaci zhotoví jednoduchá tvarová forma z měděného plechu (*obr. 78*). Při konečném opracování se navařené zuby brousí profilovými brusnými kotouči.

3. *Mechanicky* – výměnou ozubeného věnce je vhodné renovovat, jsou-li zuby opotřebeny po délce (přes 1/3) nebo při úplném i částečném (přes 1/3) vylomení zubu. Předem vyrobený ozubený věnec se na náboj nalisuje a přivaří.

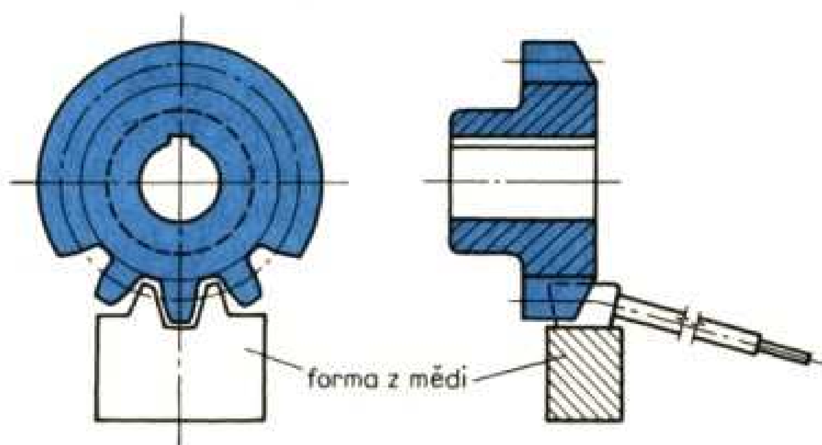


Obr. 77. Vtlačování ozubeného kola v přípravku

1 – čep zabraňující deformaci vnitřního otvoru ozubeného kola, *2* – lisovnice, *3* – ozubené kolo, *4* – drážka vzniklá při tváření (šipky ukazují směr působících sil).

Lisovník z obou čelních stran vtlačí do kola mezikruhové drážky. Materiál se přemístí jednak na vnější obvod a vyplní opotřebené vrstvy mezi ozubeným kolem a lisovnicí, jednak dovnitř kola a vyplní opotřebenou vrstvu mezi dírou náboje a čepem

Zuby ozubených kol, jejichž čela i tloušťka jsou v přípustných mezích, se pouze začišťují jemným pilníkem, tj. zbavují se otřepů po délce i na čelech. Je-li ozubení opotřebeno z jedné strany, nedosáhlo-li opotřebení mezních rozměrů a pokud to konstrukce součásti dovolí, je vhodné kolo obrátit.



Obr. 78. Navařování poškozených zubů ozubených kol pomocí formiček z mědi. Je vhodné navařit zuby do poněkud větší výšky, než je správný rozměr, neboť se konce zubů po navaření lépe obrábějí na požadovanou výšku

Tab. 38. Způsoby mazání ozubených převodů

Druh převodu	Způsob mazání a mazivo	Schéma – poznámka
Nekrytá čelní a kuželová soukolí s hrubými nebo neobrobenými zuby – občasný chod – rychlost do 1 m . s^{-1}	*Ruční mazání* Mazací tuky a oleje s velkou viskozitou, např. pro měkká kola: olej tmavý OD-16, olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-P 19, pro kalená kola: olej trvanlivý OT-K 28	Nanáší se štětcem. Před nanášením je olej nutno ohřát nad 60 °C nebo rozředit prchavým rozpouštědlem
Nekrytá nebo částečně krytá soukolí s rychlostí do 4 m . s^{-1}	*Olejová lázeň* Husté minerální oleje, např. pro měkká kola: olej tmavý OD-8, olej trvanlivý OT-K 8, olej automobilový OA-PP 7, pro kalená kola: olej tmavý OD-16, olej trvanlivý OT-K 8, K 12, olej automobilový OA-P 19	Věnec většího kola brodí v oleji h_{min} = 2 až 3h; h = výška zubu
Rychloběžná soukolí pro velké výkony	*Oběhové mazání* Kvalitní minerální olej, dopravovaný čerpadlem, se přivádí do místa záběru kol. Mazivo: olej válcový OV-B 28, B 31	Olej odvádí teplo a ochlazuje se ve vodním chladiči čerpadlo filtr
Šroubová a šneková soukolí. Poznámka: Je-li šnek nad kolem, je jeho mazání nedokonalé. Je-li šnek pod kolem, je mazání dobré, ale olej se více zahřívá	*Olejová lázeň* Hustý minerální olej, např. olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-PP 13, PP 44, PH 12	U šneku pod kolem je nutno hřídel šneku utěsnit h_{min} = 2h; h = výška zubu h_{min} = 0,25 až 0,3D

6.10.6 Montáž, demontáž a obsluha ozubených převodů

Při *montáži ozubených převodů* se vykonávají tyto práce:

1. nasazení a připevnění ozubeného kola na hřídel,
2. namontování ložisek na hřídel a montáž hřídelů s nalisovanými ložisky nebo nalisování hřídelů s ozubenými koly do ložisek v tělesech skříní,
3. seřízení záběru ozubených kol a kontrola jejich správného seřízení.

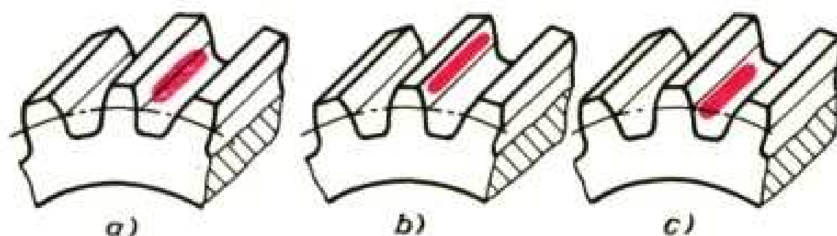
Připevnění ozubeného kola na hřídeli lze provést:

a) připojením šrouby k unášecí přírubě,
b) perem, popř. klínem,
c) příčným nebo spárovým kolíkem,
d) nalisováním na hřídel,
e) otočně pouzdrem na hřídeli,
f) posuvně na drážkovém hřídeli.

Nasazení kol se provádí lisem, v přípravku nebo pomocí vodicího trnu. Demontáž se provádí též lisem nebo stahováky.

Při montáži ozubeného převodu má velký význam poloha hnacího a hnaného hřídele. Osy hřídelů čelních ozubených kol musí být rovnoběžné a musí být dodržena vypočtená vzdálenost os.

Jakost záběru ozubených kol se zjišťuje nanesením barvy na zuby jednoho kola a protočením soukolí (*obr. 79*). Závady odstraníme výměnou ozubených kol nebo úpravou pouzder.



Obr. 79. Kontrola záběru čelních ozubených kol barvou

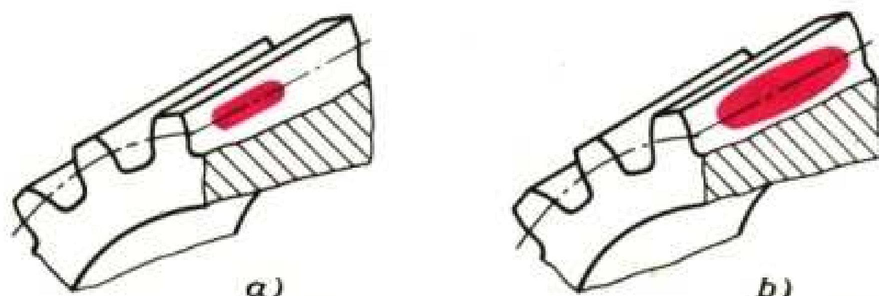
a) dobrý záběr, *b*) vzdálenost os hřídelů je velká, *c*) vzdálenost os hřídelů je malá. Barva musí pokrývat na výšku 60 % a na délku 50 až 70 % plochy nenatřeného zubu

K zajištění *správné montáže kuželového převodu* musí být splněny tyto podmínky:

1. ozubená kuželová kola musí mít správný tvar a správnou tloušťku zubů,
2. musí být dodržena souosost roztečné kružnice a otvoru v náboji kola,
3. osy otvorů ve skříni musí být v jedné rovině a svírat předepsaný úhel Σ,
4. ostatní součásti převodu (ložiska, příruby, víka apod.) nesmějí mít závady, které by způsobily přesazení, zešikmení os apod.

Záběr se kontroluje barvou bez zatížení a s plným zatížením (*obr. 80*). Boční vůle se kontroluje spároměrem nebo číselníkovým úchylkoměrem.

Při seřizování záběru kuželových ozubených kol posouváme jedním nebo oběma koly ve směru jejich os. Po seřízení záběru se kola zajistí ve správné poloze vyrovnávacími podložkami, které se vloží mezi náboj ozubeného kola a opěrnou plochu skříně.

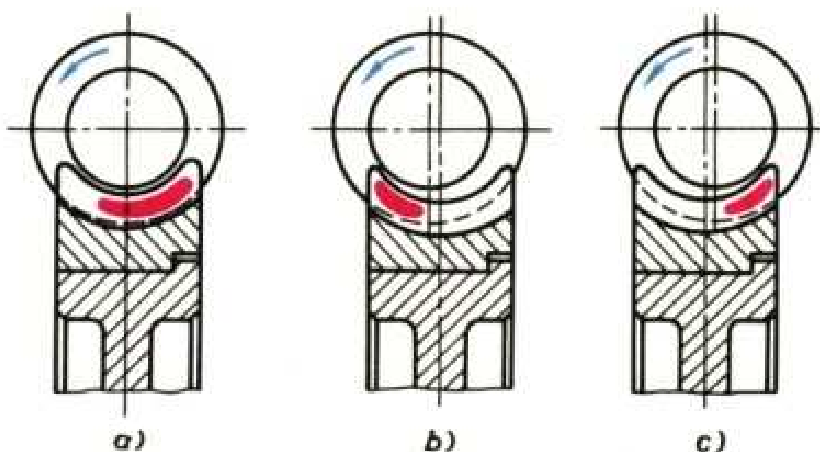


Obr. 80. Kontrola záběru kuželových ozubených kol barvou

a) bez zatížení, *b*) se zatížením. Otisk má být vzdálen od okraje úzkého konce zubu 1,5 až 3 mm a od horní části boční plochy zubu 0,4 až 1 mm

Hlavním požadavkem pro zajištění správného záběru při *montáži šnekového převodu* a převodu šroubovými koly je dodržet velikost úhlu os hřídelů a vzdálenost os. Záběr šnekového soukolí se kontroluje barvou (*obr. 81*). Celý smontovaný převod se musí snadno otáčet. V každé poloze kola musí být rozběhový kroutící moment stejný. Vůle v záběru šnekového převodu způsobuje tzv. *mrtvý chod*. Je to největší úhel pootočení šneku, při němž ještě nedojde k pootočení šnekového kola. Zjišťuje se úhloměrem s číselníkovým úchylkoměrem.

Obsluha ozubených převodů spočívá v dobrém mazání a udržení převodu v přípustné teplotě (kap. 6.10.4).



Obr. 81. Kontrola záběru šnekových převodů barvou

a) správný záběr, *b*), *c*) šnek je mimo osu šnekového kola. Při správném záběru šneku musí barva pokrývat 50 až 60 % boční plochy zubu šnekového kola

6.10.7 Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí

Je-li převodovka úplně smontovaná, naplní se předepsaným množstvím oleje. Převodovka musí mít odvzdušnění, aby se vyrovnalo zvýšení tlaku při zahřátí. Montér se musí přesvědčit o tom, zda čistič, plstěné vložky atd. v odvzdušňovacích šroubech nekladou příliš velký odpor průchodu vzduchu. U otevřených převodů musí být z bezpečnostních důvodů ozubená kola opatřena ochrannými kryty.

Každý prototyp převodu musí se podrobit zkouškám při plném zatížení za provozních podmínek. Sériově vyráběné převodovky se funkčně zkoušejí a zabíhají.

Zkoušky při plném zatížení i funkční zkoušky se provádějí podle platných nebo sjednaných přejímacích podmínek. Výsledky zkoušek pro každou převodovku jsou ve zkušebním protokolu doloženy naměřenými hodnotami a charakteristikami.

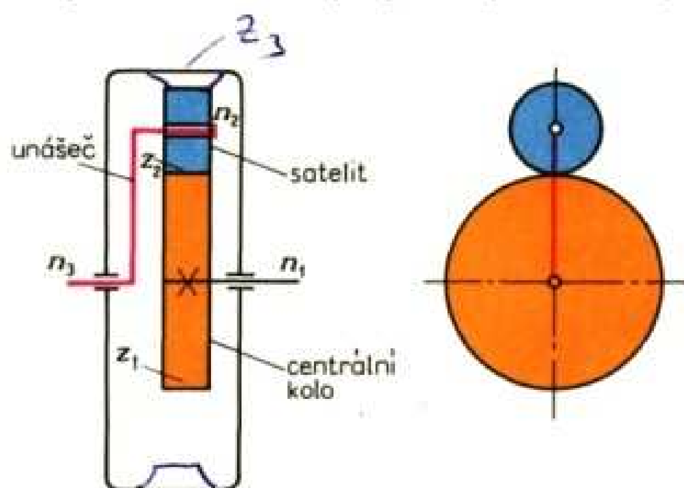
OTÁZKY A ÚKOLY

6.10 Zkoušení a údržba ozubených kol

1. Jak se zjistí správný záběr zubů kol?
2. Proč musí být alespoň jedno kolo kuželového soukolí osově stavitelné?
3. Jaký účel má mazání ozubených převodů?
4. Ve kterých případech se používá ruční mazání, olejová lázeň, oběhové mazání?
5. Co je příčinou hlučnosti ozubených kol a jak je možno jí zabránit?

7 PLANETOVÉ OZUBENÉ PŘEVODY

Planetové převody jsou převody ozubenými koly, skládající se z *centrálních kol* a *unášečů*, rotujících kolem hlavní osy, a ze *satelitů*, které vykonávají dva pohyby: rotují kolem vlastní osy a přitom jsou unášeny unášečem kolem hlavní osy (*obr. 82*).



Obr. 82. Planetový mechanismus se dvěma základními členy

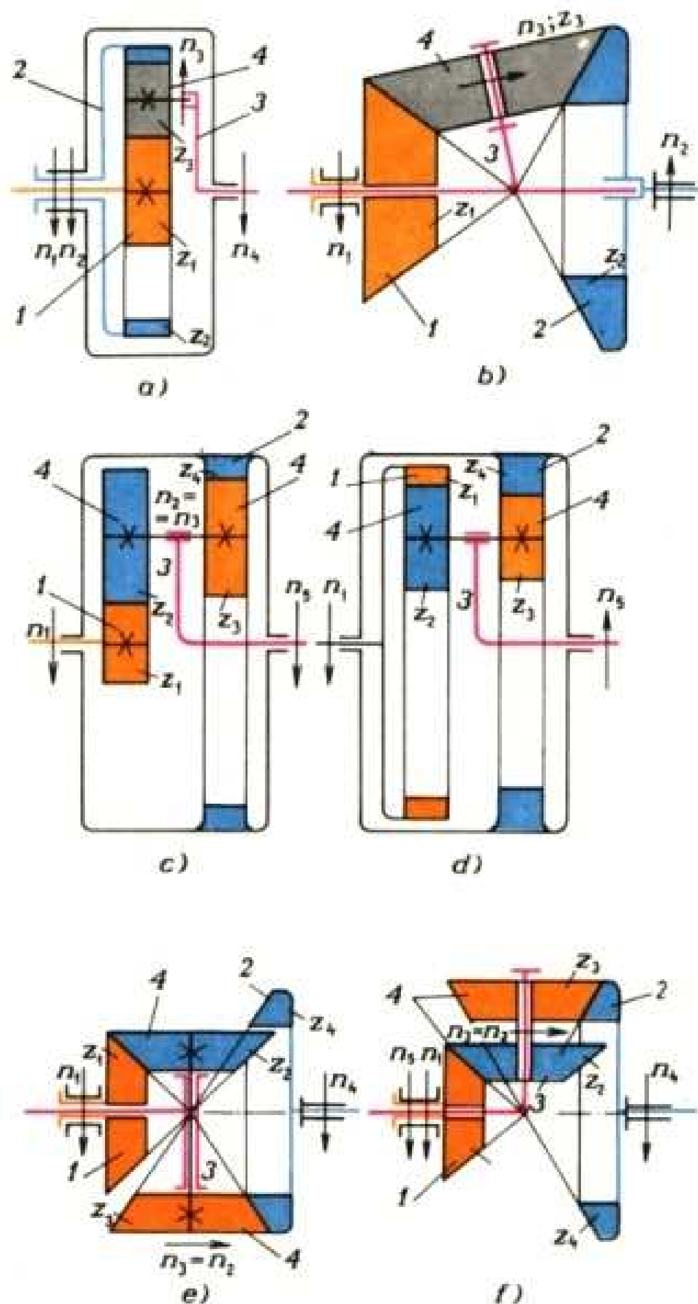
Centrální kola a unášeč jsou tzv. *základní členy* a podle jejich počtu se rozlišují planetové mechanismy se dvěma, třemi, čtyřmi, nebo větším počtem základních členů.

Všechny druhy planetových soukolí s čelními koly lze uspořádat obdobně s kuželovými koly (*obr. 83*).

Planetové převody jsou *výhodné*, protože se jimi dosáhne velkého převodového poměru při souosém hnacím i hnaném hřídeli. Skříň převodovky je válcová a má malé rozměry. U planetových převodovek s větším počtem satelitů jsou odlehčena ložiska hřídelů základních členů, a tím se zvýší trvanlivost převodu. Ozubení mají malé moduly, což přispívá k přesnosti kol. Konstrukce se vyznačuje tuhostí, která nepřipouští deformace. To přispívá k tichosti chodu. Účinnost planetových převodovek je velmi příznivá (většinou nad 0,97).

Nevýhody

Vyžadují přesnější výrobu i montáž než běžné převody, a proto jsou dražší. Při malém převodu má planetová převodovka více kol než předlohová. Vzhledem k dynamickým účinkům odstředivých sil nemohou mít unášeče vysoké otáčky; značný počet ložisek vyžaduje při dosti velkých průměrech a obvodových rychlostech pečlivé mazání.



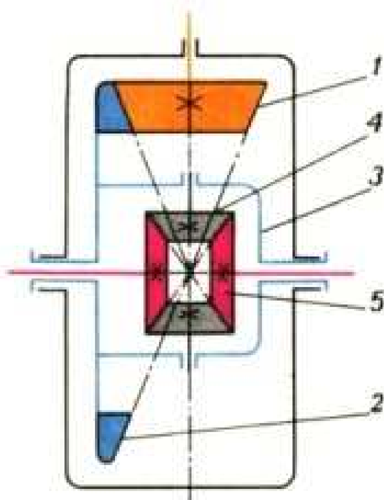
Obr. 83. Planetová soukolí čelní a kuželová
a), *b*) s jednoduchým satelitem, *c*), *d*), *e*), *f*) s dvojitým satelitem.
1, *2* – centrální kola (mohou být provedena jako korunová – kolo *1* v *obr. d*), kola *2* v *obr. a*), *c*), *d*);
3 – unášeč, *4* – satelity

Planetové převody se používají u zdvihadel, textilních a obráběcích strojů, leteckých motorů, automobilů apod. (*obr. 84*).

7.1 Otáčky a převodová čísla planetových převodů s čelními koly

V praxi nejčastěji používaný planetový převod je převod se třemi základními členy – dvěma centrálními koly *1*, *2* a unášečem *3* (*obr. 85*).

Jsou-li dány otáčky n_1 hnacího hřídele O_1, jsou jednoznačně určeny pohyby všech členů soustavy a je možno určit pohyb hnaného členu – unášeče *3*.



Obr. 84. Schematické znázornění automobilového diferenciálu
1 – hnací pastorek, 2 – talířové kolo, 3 – klec diferenciálu, 4 – satelity, 5 – centrální (planetová) kola

Obvykle však bývá zadán přenášený výkon P, otáčky n_1 a n_4 a úkolem je stanovit otáčky a počty zubů všech kol. Pro zadaný převod $i_{1,4} = n_1/n_4$ se volí z_1 tak, aby z_2 a z_3 byla celá čísla a splňovala podmínky:

$$i_{1,4} = \frac{z_1 + z_3}{z_1},$$

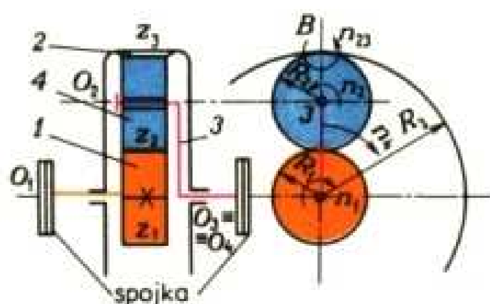
$$2z_2 = z_3 - z_1 .$$

Z následujících vztahů lze stanovit při známém modulu R_1, R_2, R_3:

$$i_{1,4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{n_1}{n_4} = 1 + \frac{R_1 + 2R_2}{R_1}.$$

Protože $R_3 = R_1 + 2R_2$, bude

$$i_{1,4} = 1 + \frac{R_3}{R_1} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$



Obr. 85. Schéma planetového převodu se třemi základními členy

Při kontrole ložisek satelitů je nutné znát otáčky n_2 (popř. ω_2), které se zjistí ze vztahu:

$$\omega_2 = (\omega_1 - \omega_4) . \frac{R_1}{R_2} = \omega_1 . \frac{i_{1,4} - 1}{i_{1,4}} . \frac{R_1}{R_2}.$$

Použije-li se většího počtu satelitů, je možno zmenšit rozměry ozubených kol. Je však třeba:

1. Zajistit *rovnoměrné rozmístění satelitů* po obvodě unášeče, který je *n*-ramenný (zatížení ložisek centrálních členů).

2. Určit *počty zubů na centrálních kolech* tak, aby bylo možné smontování převodu. Musí být splněna tzv. *montážní rovnice* planetového převodu s větším počtem satelitů, která říká, že součet zubů centrálních kol musí být dělitelný počtem satelitů:

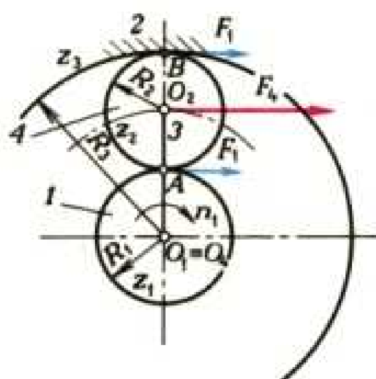
$$x = \frac{z_1 + z_3}{s},$$

kde s je počet satelitů,

x – libovolné celé číslo.

3. Kontrolovat, zdali se nepřekrývají hlavové kružnice satelitů podle tzv. *rovnice sousedství:*

$$\frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \leqq \sin\frac{\pi}{s}.$$



Obr. 86. Silové poměry u planetového převodu se třemi základními členy

7.2 Síly a momenty u planetového převodu se třemi základními členy (*obr. 86*)

Kroutící moment přiváděný na hnací hřídel:

$$M_1 = \frac{P}{2\pi \,.\, n_1}.$$

Zuby hnacího kola *1* a satelitu *4* na sebe působí silou

$$F_1 = \frac{M_1}{R_1}$$

a stejně velkou silou F_1 na sebe působí i zuby kola *2* a satelitu *4* v odvalovacím bodě *B*. Obě tyto síly vyvolají ve středu satelitu O_2 obvodovou sílu

$$F_4 = 2F_1$$

a moment

$$M_4 = F_4 . (R_1 + R_2) = 2F_1 . (R_1 + R_2).$$

Dosazením za $F_1 = M_1/R_1$ získáme známý vztah:

$$M_4 = \frac{2M_1 . (R_1 + R_2)}{R_1} = i_{1,4} . M_1 ,$$

$$i_{1,4} = \frac{M_4}{M_1}.$$

Z podmínky rovnováhy momentů vyplývá:

$$M_1 + M_3 = M_4 .$$

Z energetické rovnováhy plyne, že výkon přivedený je roven výkonu odvedenému:

$$M_1 . n_1 + M_3 . n_3 = M_4 . n_4 ,$$

po dosazení za

$$M_3 = M_1 . \frac{z_3}{z_1}$$

a za

$$M_4 = M_1 . \frac{z_1 + z_3}{z_1}$$

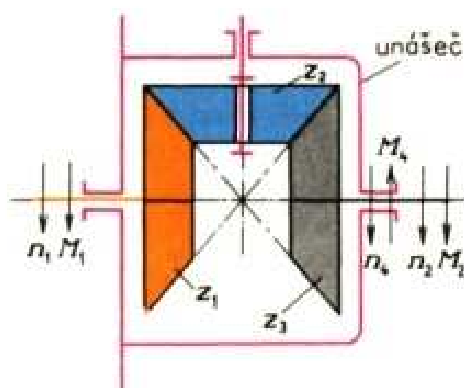
dostaneme

$$M_1 . n_1 + M_1 . \frac{z_3}{z_1} . n_3 = M_1 . \frac{z_1 + z_3}{z_1} . n_4 ,$$

a po úpravě:

$$z_1 . n_1 + z_3 . n_3 = (z_1 + z_3) . n_4 ,$$

což je *rovnice diferenciálu.*



Obr. 87. Silové poměry v souměrném kuželovém diferenciálu

7.3 Převodové a silové poměry u planetových převodů s kuželovými koly

Platí pro ně tytéž kinematické a statické vztahy jako pro soukolí s čelními koly. Častou aplikací tohoto soukolí ve strojírenství je tak zvaný *souměrný kuželový diferenciál* (*obr. 87*), kde $z_1 = z_3 = z$.

Pro otáčky platí:

$$n_1 + n_3 = 2n_4$$

a pro momenty:

$$M_1 = M_3 = M, \qquad M = \tfrac{1}{2}M_4 .$$

SLOVNÍK ODBORNÝCH VÝRAZŮ

cykloida – rovinná křivka, kterou opíše bod kružnice valící se po přímce nebo kružnici. Podle jejího tvaru se konstruují některé druhy ozubených kol.

diferenciál – soukolí na podvozku automobilů, traktorů, terénních vozidel apod., vyrovnávající rozdíl obvodových rychlostí pravého a levého kola v zatáčce, čímž samočinně umožňuje rozdílné otáčky obou kol a současně rozděluje hnací sílu stejně na obě kola.

dimenzování – určování velikosti strojních součástí zpravidla pevnostním výpočtem.

eloida – epicykloidní boční křivka zubů na základním kole kuželových ozubených soukolí se zakřivenými zuby typu Oerlikon.

evolventa – rovinná křivka, kterou opíše bod přímky, která se odvaluje po základní (nehybné) kružnici.

fibr (vulkánfibr) – plast z regenerované celulózy. Vyrábí se lisováním papíru namočeného v kyselině sírové nebo v teplém chloridu zinečnatém. Používá se jako náhrada kůže v elektrotechnice.

galling(s) – odřenina (např. na boku zubu kola). Zadírání boků ozubených kol.

Hertzův tlak – napětí v dotyku. Vzniká při styku dvou těles nestejné křivosti, např. při styku dvou koulí, koule s plochou, dvou válců nebo dvou zubů spoluzabírajících kol.

kalandr – stroj s těžkými ocelovými nebo litinovými studenými nebo vytápěnými válci k hlazení papíru, tkanin, k vytahování fólií, ke zpracování kaučuku nebo plastů.

korekce ozubených kol – úprava profilu ozubení, kterou se zamezí podřezání zubů kol s malým počtem zubů, u nichž s klesajícím počtem zubů se zhoršují jejich kinematické a pevnostní vlastnosti. Korekce: a) zamezuje podřezání paty zubu a vznik špičaté hlavy zubu, b) zlepšuje měrný skluz, a tím zvyšuje životnost ozubení, c) zmenšuje dotykové tlaky na zub, d) dovoluje navrhnout převod při předepsané konstrukční vzdálenosti os. Korekce se provádí: a) posunutím profilu nástroje, b) změnou úhlu záběru nástroje, c) změnou výšky zubu nástroje.

modul (ozubení) – základní veličina všech rozměrů ozubení. Poměr průměru roztečné kružnice a počtu zubů; má rozměr délky.

paloida – evolventní křivka boku zubů na základním kole kuželových ozubených soukolí se zakřivenými zuby typu Klingelnberg.

pitting(s) – mechanická eroze obrobené plochy, vznikající zejména na plochách ložisek a na bocích zubů ozubených kol ve formě jemných jamek.

reverzní – zvratný, návratný, měnící smysl otáčení součástí strojů do opačného směru, do protisměru.

satelit – vložené ozubené kolo v planetové převodovce, které slouží k přenášení pohybu z jednoho hřídele na druhý.

teflon – obchodní název pro plast polytetrafluorethylen, mimořádně odolný, používaný na izolace a těsnění i při vyšších teplotách.

variátor – mechanismus s plynule měnitelnými výstupními otáčkami.

ČESKO—RUSKÝ—ANGLICKÝ—NĚMECKÝ SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ

B			
bezpečnost (míra bezpečnosti)	запас прочности	safety (measure of safety)	Sicherheit, Sicherheitszahl
boční křivka	боковая кривка	side curve	Flankenkurve
bok zubu	бок зуба	tooth flank	Zahnflanke
C			
centrální kolo	центральное колесо	central gear wheel	Sonnenrad
cykloida	циклоида	cycloid	Zykloide
Č			
čára záběru	линия зацепления	mesh line	Eingriffslinie
D			
délka záběru	длина зацепления	length of mesh	Eingriffsstrecke
diferenciál	дифференциал	differential	Ausgleichgetriebe, Differential
dimenzování	назначение размеров	dimension	Bemessung, Auslegung
doplňkový kužel	дополнительный конус	complementary cone	Ergänzungskegel
E			
eloida	элоида	eloid	Eloide
evolventa	эвольвента	involute curve	Evolvente
F			
fibr	фибра	fibre	Fiber
H			
házení	биение	flapping	Schlag
házení boční (čelní)	торцовое биение	side flapping	Stirnschlag, Stirnlauffehler
házení radiální (obvodové)	радиалное биение	radial flapping	Umfangsschlag, Unrundlauf
Hertzův tlak	контактное давление	Hertz's pressure	Hertzsche Pressung
hřeben (ozubený)	гребенка	rack	Zahnstange, Zahnkamm

hřídel	вал	shaft	Welle
hřídel hnací	ведущий вал	driving shaft	Antriebswelle
hřídel hnaný	ведомый вал	driven shaft	(an)getriebene Welle
hřídel nosný	ось	bearing shaft	Achse
hřídel pohybový	вал	motion shaft	Welle

K

kalandr	каландр	calender	Kalander, Glättwerk
kladka	блок, ролик	pulley, roller	Rolle
kladka lanová	канатный ролик	rope pulley, rope sheave	Seilrolle
kladka napínací	натяжной ролик	tension (jockey) pulley	Spannrolle
kladka vodicí	направляющий ролик	guide roller	Leitrolle, Führungsrolle
kolo	колесо	wheel	Rad
kolo čelní (ozubené)	лобовое зубчатое колесо	spur gear	Stirnrad, Stirnzahnrad
kolo čelní s přímými zuby	прямозубое зубчатое колесо	spur gear with straight teeth	geradverzahntes Rad, Geradstirnrad
kolo čelní se šikmými zuby	косозубое зубчатое колесо	helical gear	schrägverzahntes Rad, Schrägzahn-Stirnrad
kolo kuželové (ozubené)	коническое зубчатое колесо	bevel gear	Kegelrad
kolo lícní	лицевое колесо	face wheel	Planrad
kolo ozubené	зубчатое колесо	gear, gear wheel	Zahnrad
kolo porovnávací	эквивалентное колесо	comparison gear	Ersatzrad
kolo planetové	планетарное колесо	planet gear	Umlaufrad, Planetenrad
kolo řetězové	цепное колесо	chain wheel (sheave)	Kettenrad
kolo talířové	тарельчатое колесо	disc gear	Tellerrad
korekce	коррекция	correction	Korrektur
kotouč	каток	wheel	Scheibe, Rad
kotouč třecí	фрикционный каток	friction wheel	Reibscheibe, Reibrad
kružnice	окружность	circle	Kreis, Kreislinie
kružnice hlavová	окружность выступов	addendum circle	Kopfkreis
kružnice patní	окружность впадин	dedendum circle	Fußkreis
kružnice roztečná	начальная окружность	pitch circle	Teilkreis
kružnice základní	основная окружность	basic circle	Grundkreis

L

lano	канат	cable, rope	Seil
lanko	канатик	wire, string	Litze
ložisko	подшипник	bearing	Lager

M

mazání	смазка	lubrication	Schmierung, Schmieren
mazání oběhové tlakové	циркуляционная смазка под давлением	pressure (forced) lubrication with circulation	Druckumlaufschmierung
mazání olejovou lázní	смазка разбрызгиванием	lubrication with oil bath	Tauchbadschmierung
mazání ruční	ручная смазка	manual lubrication	Handschmierung
mazivo	смазка	lubricant	Schmierstoff, Schmiermittel
míra přes zuby	длина общей нормали	measure over teeth	Zahnweite
modul (ozubení)	модуль (зацепления)	modul (of toothing)	Modul (der Verzahnung)
modul čelní	лобовой модуль	face module	Stirnmodul
modul normálový	нормальный модуль	normal module	Normalmodul
modul osový	осевой модуль	axis module	Achsmodul
moment	момент	moment	Moment
moment kroutící	вращающий момент	torque	Drehmoment, Torsionsmoment
moment ohybový	изгивающий момент	bending moment	Biegemoment

N

náboj kola	ступица	wheel hub	Radnabe, Nabe
napínací ústrojí	натяжное устройство	tension mechanism	Spannvorrichtung

O

obvodová rychlost	окружная скорость	circumferential (peripheral) velocity	Umfangsgeschwindigkeit
obvodová síla	окружное усилие	circumferential force	Umfangskraft
opásání	обхват	embracing	Umschlingung, Umspannung
opásání otevřené	открытый ремень	open-belt embracing	offener Trieb
opásání polozkřížené	полуперекрёстный ремень	quarter-twist-belt embracing	halbgekreuzter Trieb
opásání zkřížené	перекрёстный ремень	twist-belt embracing	gekreuzter Trieb
otáčky	число оборотов	revolutions	Drehzahl, Umdrehungszahl
otěr	истирание	rub off	Verschleiß
ozubení	зацепление	gearing, toothing	Verzahnung
ozubení cévové	цевочное зацепление	pin gearing	Zapfenverzahnung, Triebstockverzahnung
ozubení cykloidní	циклоидное зацепление	cycloidal gearing	Zykloidenverzahnung

ozubení evolventní	эвольвентное зацепление	involute gearing	Evolventenverzahnung
ozubení Novikovovo	зацепление Новикова	Novikov's gearing	Nowikov-Verzahnung
ozubený hřeben	гребенка	rack	Zahnstange, Zahnkamm

P

paloida	паллоида	paloid	Palloide
pastorek	малое приводное колесо	pinion	Ritzel, Kleinrad
planetové soukolí	планетарное зацепление	planet (epicyclic) gearing	Umlaufgetriebe, Planetengetriebe
počet	число	number	Zahl
počet článků řetězu	число звена цепи	number of chain links	Gliederzahl
počet chodů	число винток	number of worm runs	Gangzahl
počet řemenů	число ремня	number of belts	Riemenzahl
počet zubů	число зубьев	number of teeth	Zähnezahl
počet zubů mezní	предельное число зубьев	limit number of teeth	Grenzzähnezahl
podřezání (zubu)	подрезание	undercutting	Unterschneidung, Unterschnitt
posunutí profilu	перемещение профиля	profile shifting	Profilverschiebung
posunutí profilu jednotkové	коэффициент коррекции	unit profile shifting	Profilverschiebungs-faktor
profil zubu	профиль зуба	tooth profile	Zahnprofil
prokluz	проскальзывание	slip, slipping, slippage	Rutschen, Schlumpf
převod	передача	drive	Getriebe
převod hydraulický	гидравлическая передача	hydraulic drive	Flüssigkeitsgetriebe, hydraulisches Getriebe
převod jednoduchý	одноступенчатая передача	single drive	einstufiges Getriebe
převod kontaktní	передача непосредственного контакта	contact drive	Kontaktgetriebe
převod lanový	канатная передача	cable drive	Seilgetriebe
převod mechanický	механическая передача	mechanical drive	mechanisches Getriebe
převod opásaný	передача гибкой связью	drive with embracing	Hüllgetriebe
převod ozubenými koly	зубчатая передача	reduction gear	Zahngetriebe, Rädergetriebe
převod řemenový	ременная передача	belt drive	Riementrieb
převod řetězový	цепная передача	chain drive	Kettengetriebe, Kettentrieb

převod se zubovým řemenem	передача с плоско-зубчатыми ремнями	drive with toothed belt	Zahnriemengetriebe
převod složený	многоступенчатая передача	composed (combined) drive	mehrstufiges Getriebe
převod třecí	фрикционная передача	friction drive	Reibgetriebe, Reibrädergetriebe
převodovka	коробка передач	gear box	Getriebegehäuse
převodové číslo	передаточное число	transmission ratio, gear ratio (u ozub. kol)	Übersetzung, Übersetzungsverhältnis
převodové číslo plynule měnitelný	переменное передаточное число	continuous change transmission ratio	stufenloses Getriebe
převodové číslo stálé	постоянное передаточное число	constant transmission ratio	feste Übersetzung

R

rameno (kola)	плечо	spoke	Arm
regulační rozsah otáček (variátoru)	регулировочный диапазон	regulating range of revolutions	Regelbereich
reverzní (ústrojí)	реверсивный	reversing	Wende-, Umkehr-, Reversion-
rovina	плоскость	plane, level	Ebene
rovina čelní	лобовая плоскость	face plane	Stirnebene, Stirnschnitt
rovina osová	осевая плоскость	axis plane	Achsebene, Achsschnitt
rovina normálová	нормальная плоскость	normal plane	Normalebene, Normalschnitt
rovina roztečná	делительная плоскость	pitch plane	Teilungsebene
rozteč	шаг	pitch	Teilung
rozteč čelní	торцовой шаг	face pitch	Stirnteilung
rozteč osová	осевой шаг	axis pitch	Achsteilung
rozteč normálová	нормальный шаг	normal pitch	Normalteilung
rozteč základní	основный шаг	basic pitch	Grund(kreis)teilung
roztečná přímka	делительная прямая	pitch straight line	Teilgerade
rychlost	скорость	velocity, speed	Geschwindigkeit
rychlost kluzná	скользящая скорость	sliding velocity	Gleitgeschwindigkeit
rychlost obvodová	окружная скорость	circumferential (peripheral) velocity	Umfangsgeschwindigkeit
rychlost úhlová	угловая скорость	angular velocity	Winkelgeschwindigkeit

Ř

řemen	ремень	belt	Riemen
řemen klínový	клиновой ремень	V-belt	Keilriemen

řemen klínový klasického průřezu	стандартный клиновой ремень	V-belt with classic cross section	Normalkeilriemen
řemen klínový úzký	узкий клиновой ремень	narrow V-belt	Schmalkeilriemen
řemen kožený	кожаный ремень	leather belt	Lederriemen
řemen kruhového průřezu	круглый ремень	belt with circular cross section	Lederschnur
řemen plochý	плоский ремень	flat belt	Flachriemen
řemen pryžový	прорезиненный ремень	rubber belt	Gummiriemen
řemen textilní	текстильный ремень	textile belt	Textilriemen
řemen zubový	зубчатый ремень	toothed belt	Zahnriemen
řemenice	шкиб	pulley	Riemenscheibe
řemenice pro klínové řemeny	шкиб для клиновидных ремней	V-belt pulley	Keilriemenscheibe
řemenice pro ploché řemeny	шкиб для плоских ремней	flat-belt pulley	Flachscheibe
řetěz	цепь	chain	Kette
řetěz Ewartův	крючковая цепь	Ewart's chain	Ewart-Kette
řetěz Gallův	цепь Галля	Gall's chain	Gall-Kette, Gallsche Kette
řetěz kloubový	шарнирная цепь	knuckle chain	Gelenkkette
řetěz lamelový	пластинчатая цепь	plate chain	Laschenkette, Lamellenkette
řetěz pouzdrový	втулочная цепь	bushing chain	Hülsenkette, Buchsenkette
řetěz svařovaný (článkový)	звеньевая (сварная) цепь	welded chain	Gliederkette
řetěz válečkový	роликовая цепь	roller chain	Rollenkette
řetěz zubový	зубчатая цепь	toothed chain	Zahnkette

S

satelit	сателит	planetary gear, satellite	Umlaufrad, Planetenrad
součinitel	коэффициент	coefficient	Koeffizient, Beiwert
součinitel trvání záběru	коэффициент перекрытия	coefficient of permanent mesh	Überdeckungsgrad
soukolí	передача	gearing	Getriebe, Räderpaar
soukolí čelní	цилиндрическая передача	spur gearing	Stirnradgetriebe
soukolí hypoidní	гипоидная передача	hypoidal gearing	Hypoidgetriebe
soukolí kuželové	коническая передача	bevel gearing	Kegelradgetriebe
soukolí šnekové	червячная передача	worm gearing	Schneckengetriebe
soukolí šroubové	винтовая передача	spiral gearing	Schraubengetriebe

spojovací článek (spojka) řetězu	соединительное звено	connecting link of chain	Treibketten-Verschluß
stoupání (šroubovice)	ход	lead, pitch	Steigung
struna	струна	string	Saite

Š

šnek	червяк	worm	Schnecke
šnek evolventní (E)	эвольвентный червяк	involute curve worm (E)	ZE-Schnecke, Evolventenschnecke
šnek globoidní	глобоидный червяк	globoidal worm	Globoidschnecke
šnek obecný (N)	конволютный червяк	ordinary worm (N)	ZN-Schnecke
šnek spirální (A)	спиральный червяк	spiral worm (A)	ZA-Schnecke, Spiralschnecke
šnek válcový	цилиндрический червяк	cylindrical worm	Zylinderschnecke
šnekové kolo	червячное колесо	worm wheel, worm gear	Schneckenrad
šnekové kolo globoidní	глобоидное червячное колесо	globoidal worm gear	Globoidrad
šnekové kolo válcové	цилиндрическое червячное колесо	cylindrical worm gear	Zylinderrad
šňůra	шнур	cord, strand, line	Schnur

T

tažný člen	тяговой элемент	draw member	Zugelement

U

účinnost	к.п.д. — коэффициент полезного действия	efficiency	Wirkungsgrad
úhel	угол	angle	Winkel
úhel kužele	угол конуса	angle of a cone	Kegelwinkel
úhel opásání	угол обхвата	angle of embracing, angle of contact	Umschlingungswinkel, Umspannungswinkel
úhel sklonu zubu	угол наклона зубьев	angle of tooth inclination	Schrägungswinkel
úhel záběru	угол зацепления	pressure angle	Eingriffswinkel
úhel zubu	угол зуба	tooth angle	Zahnwinkel
unášeč (satelitů)	водило	carrier, driver, dog	Steg
únosnost (ozub. kol)	несущая способность	carrying capacity	Tragfähigkeit
únosnost v dotyku	несущая способность при контакте бока зуба	carrying capacity in contact	Zahnflankentrag-fähigkeit
únosnost v ohybu	несущая способность при изгибе	carrying capacity in bend	Zahnfußtragfähigkeit

V

valivá	начальная	rolling	Wälz-
valivá kružnice	начальная окружность	rolling circle	Wälzkreis
valivá přímka	начальная прямая	rolling straight line	Wälzgerade
valivý bod	полюс зацепления	rolling point	Wälzpunkt
variátor	вариатор	variator	Variator
věnec kola	венец	rim, crown	Radkranz
výkon	мощность	power, output	Leistung
výkon jmenovitý	номинальная мощность	nominal power	Nennleistung
výpočtová délka (klínového řemene)	расчётная длина	calculated length	Wirklänge
výpočtový průměr (klínové řemenice)	расчётный диаметр	calculated diameter	Wirkdurchmesser
vzdálenost os	межосевое расстояние	distance of axis	Achsabstand, Achsweite

Z

zadírání	заедание	jamming, seizing	Fressen
základní	основной	basic	Grund-
základní kolo	основное колесо	basic gear	Grundrad
základní profil	основная рейка	basic profile	Grundprofil
zákon ozubení	теорема зацепления	law of gearing (toothing)	Verzahnungsgesetz

REJSTŘÍK